
Über den Einfluss aerodynamischer Effekte und systemischer Größen auf das Kennfeld von Radialverdichtern

**On the impact of aerodynamic effects and systemic variables on the
centrifugal compressor performance**

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Johannes Buehler aus Schweinfurt

Tag der Einreichung: 14.06.2019, Tag der Prüfung: 05.11.2019

Darmstadt — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer

2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. P. Pelz



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und
Raumfahrtantriebe

Über den Einfluss aerodynamischer Effekte und systemischer Größen auf das Kennfeld von Radialverdichtern

On the impact of aerodynamic effects and systemic variables on the centrifugal compressor performance

Genehmigte Dissertation von Johannes Buehler aus Schweinfurt

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer

2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. P. Pelz

Tag der Einreichung: 14.06.2019

Tag der Prüfung: 05.11.2019

Darmstadt — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-114561

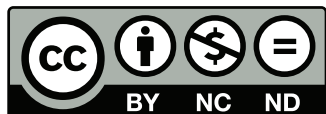
URL: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/11456>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 4.0 International

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

„Für meine Familie“

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt.

Ich bedanke mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer für die Möglichkeit, am Institut promovieren zu dürfen. Das entgegengebrachte Vertrauen, verbunden mit der Freiheit, meine Forschungstätigkeiten nach meinen Ideen zu gestalten, war der Grundstein für die weitreichenden Erkenntnisse dieser Arbeit.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. Peter Pelz für die Übernahme des Korreferats.

Dem Projektpartner BorgWarner Turbo Systems gilt ein weiterer Dank, insbesondere den Herren Gerhard Prokasky, Dr.-Ing. Tom Heuer, Dr.-Ing. Thomas Lischer, Dr.-Ing. Patrick Peters sowie Herrn Dr.-Ing. Gerd Schreiber für die stets vertrauensvolle und zielführende Zusammenarbeit.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Sebastian Leichtfuss, der einen wesentlichen Anteil am Gelingen dieser Arbeit hat. Durch die zahlreichen kontroversen, jedoch stets konstruktiven Diskussionen war es möglich, die erzielten Projekterfolge zu erreichen.

Ebenso danke ich besonders Herrn M.Sc. Markus Nestle, der mit mir zusammen in unzähligen Stunden den Radialverdichterprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen hat. Durch seinen speziellen Blick auf technische Herausforderungen, verbunden mit seinem eigenwilligen Humor, wird mir die Zeit am Fachgebiet stets in besonderer Erinnerung bleiben. Ein weiterer, besonderer Dank gilt Herrn M.Sc. Johannes Ratz. Nicht nur für die konstruktiven Diskussionen, sondern vor allem für die ehrliche Kritik dieser Arbeit, die sich in der vorliegenden Version in wesentlichen Teilen wiederfindet. Des Weiteren danke ich allen studentischen und hilfswissenschaftlichen Mitarbeitern, die ihren Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Ich bedanke mich bei den wissenschaftlichen Mitarbeitern des Fachgebietes für die ansprechende Arbeitsatmosphäre während meiner Zeit am Institut. Ein herzlicher Dank für die fachlichen Diskussionen und musikalischen Einlagen geht an die Herren Dr.-Ing. Christoph Biela, Dr.-Ing. Christoph Brandstetter, M.Sc. Jonas Foret, M.Sc. Christian Kunkel, Dr.-Ing. Clemens Rakenius, Dr.-Ing. Christian Scherhag und Dr.-Ing. Fabian Wartzek.

Ein weiterer Dank gilt der Werkstatt des Fachgebiets, die mich in vielfältiger Weise am Prüfstand unterstützt hat. An dieser Stelle stellvertretend erwähnt seien die Herren Marcel Nicolay, Markus Meyer und Michele Di Girolamo.

Mein größter Dank gilt meiner Familie, insbesondere meiner Frau Julia, die mich stets unterstützt hat. Ihre konstruktiven Ratschläge hinsichtlich sprachlicher-stilistischer Mittel und Interpunktion finden sich an zahlreichen Stellen dieser Arbeit wieder.

Johannes Bühler

Haft, 2019

Kurzfassung

In zukünftigen Antriebsstrangtechnologien steigen die Herausforderungen an Ladeluftsysteme, insbesondere an die Eigenschaften des Radialverdichters, an. Die Anforderungen liegen hierbei in der Optimierung des stabilitätskritischen Kennfeldbereiches hinsichtlich der Erhöhung des Totaldruckaufbaus und der Erweiterung der Stabilitätsgrenze. Darüber hinaus rückt der Einfluss pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen auf das Verdichterverhalten aufgrund von Downsizing-Konzepten zunehmend in den Fokus aktueller Verdichterforschung.

Typisches Merkmal von Radialverdichtern, welche in Automobilanwendungen zum Einsatz kommen, ist das Überrollverhalten im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Durch numerische und analytische Betrachtung der Verdichteraerodynamik wird die Ausbildung einer ausgeprägten Blockagezone als Ursache des reduzierten Totaldruckaufbaus identifiziert. Mittels des Einsatzes von Gehäusestrukturen kann die Aerodynamik an der Rotoreintrittsebene beeinflusst werden, verbunden mit einer Erhöhung des Totaldruckverhältnisses im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Durch weitere experimentelle und numerische Studien kann die Übertragbarkeit der aerodynamischen Effekte nachgewiesen werden.

Anhand den Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturen wird deutlich, dass das Stabilitätsverhalten der betrachteten Radialverdichter durch aerodynamische Ansätze nicht erklärt werden kann. Zum Verständnis des systemischen Einflusses auf die Stabilitätsgrenze wird zusätzlich ein analytisches Stabilitätskriterium auf Basis des bekannten Modells von Greitzer entwickelt. Die Validität und Übertragbarkeit des Stabilitätskriteriums wird anhand mehrerer Studien nachgewiesen. Die Besonderheit des analytischen Stabilitätskriteriums liegt in der Berücksichtigung aller Systemkomponenten und der hohen Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen ohne die Implementierung empirischer Korrekturfaktoren.

Zur Vervollständigung der Anforderungen an zukünftige Radialverdichter wird der signifikante Einfluss pulsierender Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik dargestellt. Hierbei treten sprunghafte Verluste im Totaldruckverhältnis im, unter stationären Randbedingungen, stabilen Kennfeldbereich auf. Mittels den Ergebnissen kann die Korrektheit des systemischen Ansatzes zur Beschreibung des Stabilitätsverhaltens auch unter pulsierenden Randbedingungen nachgewiesen werden. Auf Basis der experimentellen Daten werden Hinweise geliefert, dass der Totaldruckverlust unter pulsierenden Randbedingungen auf instationäre, aerodynamische Verlustmechanismen zurückgeführt werden kann.

Anhand der vorliegenden Ergebnisse kann abschließend ein Gesamtsystemverständnis entwickelt werden, welches die Wirkzusammenhänge der wesentlichen Einflussfaktoren auf das Kennfeld von Radialverdichtern für Automobilanwendungen darstellt. Als aerodynamische Einflussfaktoren können die Verdichterkomponenten und die Verdichterrاندbedingungen erfasst werden, die massgeblich die Verdichtercharakteristik definieren. Auf systemischer Ebene beeinflussen die Komponenten des Ladeluftsystems die Stabilitätseigenschaften und die Durchsatzgrenze des Verdichters. Das Verdichterkennfeld wird demnach durch aerodynamische Effekte und systemische Größen definiert.

Abstract

The challenges of turbocharging are growing in future powertrain technologies, in particular for the characteristics of the centrifugal compressor. The focus lies hereby on the optimization of the near-surge compressor map area with the intent to raise the total pressure ratio as well as to increase the map width. Furthermore, current compressor research examines the influence of fluctuating compressor exit boundary conditions on the compressor performance due to the trend of downsizing the powertrain.

A typical characteristic of centrifugal compressors for automotive application is the roll-over of the speedlines in the near-surge compressor map region. Via numerical and analytical investigations of the compressor aerodynamics the reason for the reduced total pressure ratio is determined to be the formation of a blockage zone. The inflow at the impeller inlet can be affected by the application of casing treatments with positive effects on total pressure ratio in the near-surge compressor map area. The transferability of the positive aerodynamic effects is proven by further experimental and numerical investigations.

In contrast, the stability behavior of centrifugal compressors cannot be explained by aerodynamic approaches. In order to understand the influence of the charged-air system on the stability limit of the compressor, an analytic stability criteria is derived based on the established Greitzer model. The validity and transferability of the stability criteria is proven by several studies. The special aspect of this advanced analytical model is the consideration of all pneumatic components of the charged-air system. Moreover, the high consistency with experimental results is assured without the implementation of empirical correction factors.

To complete the requirements for future centrifugal compressors, the significant influence of pulsating boundary conditions on the compressor characteristics is shown. The total pressure ratio decreases sharply in a compressor map region that is stable for steady exit boundary conditions. By means of the results under pulsating boundary conditions, the systemic approach can be substantiated. Analysis of the experimental data indicates, that the total pressure loss can be traced back to unsteady aerodynamic loss mechanisms.

On the basis of the presented results, an understanding of the overall system can be developed, which describes the interactions of the main influencing factors on the characteristics of automotive centrifugal compressors. The individual compressor components as well as the compressor boundary conditions are identified as relevant aerodynamic influencing factors. These factors mainly impact the compressor characteristics. On the

systemic level, the components of the charged-air system affect the stability limit and the throughput limit of the compressor. In conclusion, the compressor map is influenced by aerodynamical effects and systemic values.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Radialverdichter	2
1.2 Aufladung von Brennstoffzellen	4
1.3 Aufladung von Verbrennungskraftmaschinen	5
1.4 Zielsetzung	10
2 Grundlagen	12
2.1 Verdichterstufe	12
2.2 Strömungsmechanische Grundlagen	14
2.2.1 Verlustmechanismen	14
2.2.2 Ablösung und Blockage	16
2.3 Stabilitätsverhalten	18
2.4 Gehäusestrukturen	21
2.5 Pulsierende Verdichteraustrittsrandbedingungen	25
3 Methodiken	29
3.1 Prüfstands Aufbau	29
3.2 Messtechniken	31
3.3 Messunsicherheiten	37
3.4 Numerische Simulation	39
4 Gehäusestrukturen	47
4.1 Betrachtung des glatten Gehäuses	47
4.1.1 Analyse des Verdichterkennfeldes	47
4.1.2 Untersuchung der Verdichteraerodynamik	49
4.2 Berechnung des theoretischen Arbeitseintrages	52
4.3 Betrachtung der Axialnutkonfiguration	56
4.3.1 Analyse des Verdichterkennfeldes	56
4.3.2 Untersuchung der Wirkmechanismen	58
4.3.3 Variation der Wirkmechanismen	65
4.3.4 Untersuchungen zur Übertragbarkeit	72

4.4	Diskussion der Ergebnisse	81
5	Modellierung der Stabilitätsgrenze	83
5.1	Modellannahmen	83
5.2	Herleitung des Stabilitätskriteriums	84
5.3	Berechnung der Stabilitätsgrenze	88
5.4	Validierung der analytischen Modellierung	92
5.4.1	Variation des verdichterdruckseitigen Plenums	92
5.4.2	Variation der verdichtersaugseitigen Verlustcharakteristik	95
5.4.3	Variation der Verdichtercharakteristik	97
5.5	Diskussion der Modellierung	100
6	Pulsierende Verdichteraustrittsrandbedingungen	103
6.1	Betrachtung des Verdichterkennfeldes unter pulsierenden Randbedingungen	103
6.1.1	Konfiguration mit <i>glattem Gehäuse</i>	104
6.1.2	Konfiguration mit <i>Gehäusestruktur</i>	107
6.2	Analyse des Einflusses pulsierender Randbedingungen auf die Stabilitätsgrenze	110
6.2.1	Untersuchung des Antwortspektrums des Systems	111
6.2.2	Einfluss der Anregung auf die Verdichteraerodynamik	113
6.3	Untersuchung der Dämpfungseigenschaften des Systems	115
7	Aerodynamische und systemische Kennfeldanalyse	119
8	Zusammenfassung	123
8.1	Fazit	123
8.2	Ausblick	125
	Literaturverzeichnis	127
A	Prüfstands Aufbau	133
B	Campbell-Diagramm für 67% der Nenndrehzahl	134

Abbildungsverzeichnis

1.1	Darstellung der Radialverdichterkomponenten	2
1.2	Darstellung des Verdichterkennfeldes	3
1.3	Applikation und Funktionsweise eines Brennstoffzellenantriebes . . .	5
1.4	Gegenüberstellung der Arbeitsprozesse eines Saugmotors und einer aufgeladenen Verbrennungskraftmaschine im p-V-Diagramm	7
1.5	Gegenüberstellung der Entwicklungsziele des Verdichterkennfeldes unterschiedlicher ATL-Bauarten	9
2.1	Aerodynamische und thermodynamische Grundlagen des Verdichtungsprozesses	13
2.2	Schematische Darstellung des Ladeluftsystems nach Greitzer	20
2.3	Schematische Darstellung der Funktionsweise von Ported Shroud Geometrien	22
2.4	Schematische Darstellung von Axialnutkonfigurationen	23
2.5	Darstellung der Ventilöffnungszeiten und Massenstromfluktuationen in der verdichterdruckseitigen Verrohrung für 720° Kurbelwellenwinkel	26
2.6	Vergleich der Prüfstandsaufbauten zur Untersuchung pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen nach Benson [8] und Galindo [24]	27
3.1	Übersicht über den experimentellen Messaufbau	30
3.2	Übersicht der Messpositionen zur stationären und instationären Kennfelderfassung	33
3.3	Darstellung des zufälligen Fehlers in der Bestimmung der Kennfeldgrößen auf Basis von fünf Wiederholungsmessungen	38
3.4	Darstellung des numerisch untersuchten Strömungsgebietes	40
3.5	Gegenüberstellung stationärer numerischer und experimenteller Ergebnisse der Verdichterkonfiguration V1SC	44
3.6	Gegenüberstellung transienter numerischer und stationärer experimenteller Ergebnisse der Verdichter V1SC und V1AS1	46
4.1	Stationäre und instationäre Kennfeldeigenschaften der Verdichterkonfiguration V1SC	48

4.2	Betrachtung der Verdichteraerodynamik an unterschiedlichen Betriebspunkten bei 91% Nenndrehzahl des Verdichters V1SC	50
4.3	Inzidenzverlauf für unterschiedliche Betriebspunkte der Konfiguration V1SC	52
4.4	Definition des Rezirkulationsgebietes und des aktiven Hauptmassenstrombereiches	53
4.5	Darstellung des potentiellen Totaldruckverhältnisses durch Vergleich der Geschwindigkeitsdreiecke	54
4.6	Vergleich der Verdichterkennfelder V1SC und V1AS1	58
4.7	Meridionale Geschwindigkeitsverteilung der Verdichterkonfiguration V1AS1	59
4.8	Vergleich der Inzidenz zwischen den Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1	61
4.9	Transienter Verlauf der Strömungszustände unterhalb der Axialnut für Verdichter V1AS1	62
4.10	Darstellung des relativen In- und Ejektionsmassenstromes einer Axialnutkavität der Verdichterkonfiguration V1AS1	63
4.11	Vergleich der Kennfelddaten zwischen V1AS1 und V1AS2	66
4.12	Meridionale Geschwindigkeitsverteilung der Verdichterkonfiguration V1AS2	67
4.13	Transienter Verlauf der numerisch berechneten Strömungszustände unterhalb der Axialnut für Verdichter V1AS2	69
4.14	Vergleich der Verdichterkennfelder bei Variation der Anzahl der Axialnuten	72
4.15	Vergleich der Kennfeldeigenschaften bei Skalierung des Verdichters V1	74
4.16	Schaufelwinkelverläufe der Verdichterräder V1 und V2	76
4.17	Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Verdichter V1 und V2 mit glattem Gehäuse und applizierter Gehäusestruktur	77
4.18	Darstellung der Meridionalgeschwindigkeiten des Verdichters V2AS1	78
4.19	Vergleich des transienten Verlaufes der Strömungszustände unterhalb Axialnutkavität für die Verdichter V1AS1 und V2AS1	80
5.1	Pneumatisches Ersatzmodell des Ladeluftsystems	84
5.2	Verlustcharakteristiken von starren pneumatischen Bauteilen und des verdichterdruckseitigen Drosselventils	90
5.3	Vorgehensweise zur Berechnung der Stabilitätsgrenze mittels des Systemmodells	91
5.4	Varianten des verdichterdruckseitigen Plenums	93
5.5	Verschiebung der Stabilitätsgrenze durch Variation des verdichterdruckseitigen Volumens mit offener Einlaufdrossel K_1	94

5.6	Verschiebung der Stabilitätsgrenze durch Variation des verdichterdruckseitigen Volumens mit verdichtersaugseitiger Drosselung des Ventils K_1	96
5.7	Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Verdichter V3SC und V3AS1	98
6.1	Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Konfiguration V3SC unter stationären und pulsierenden Randbedingungen	105
6.2	Vergleich der experimentell und analytisch erfassten Stabilitätsgrenzen des Verdichters V3SC	106
6.3	Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Konfiguration V3AS1 unter stationären und pulsierenden Randbedingungen	108
6.4	Vergleich der experimentell und analytisch erfassten Stabilitätsgrenzen des Verdichters V3AS1	109
6.5	Campbell-Diagramm der Betriebslinie für 80% der Nenndrehzahl der Verdichterkonfiguration V3AS1	111
6.6	Betrachtung der Verweildauer der instationären Betriebsschleifen für Verdichter V3AS1	114
6.7	Darstellung des Zusammenhangs zwischen Dämpfungsgrad und pulsierender Anregung der Verdichterkonfiguration V3AS1	117
7.1	Zusammenhang der aerodynamischen und systemischen Einflussfaktoren des Verdichterkennfeldes	119
A.1	Messtechnischer Aufbau mit Pulsationseinheit	133
B.1	Campbell-Diagramm der Betriebslinie für 67% der Nenndrehzahl der Verdichterkonfiguration V3AS1	134

Nomenklatur

Lateinische Zeichen

P	W	Leistung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	Pa	Druck
u	m/s	Verdichterumfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Absolutgeschwindigkeit
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
h	J/kg	Enthalpie
P	W	Leistung
K	-	Ventil
d	m	mittlerer Austrittsdurchmesser Verdichterrad
V	m ³	Volumen
A	m ²	Verdichtersaugseitige Querschnittsfläche
L	m	Verdichtersaugseitige Rohrlänge
T	K	Temperatur
n	1/s	Drehzahl
T	K	Temperatur
c_p	J/kg K	Spezifische Wärmekapazität
c	Pa s/kg	Verdichtercharakteristik
g	Pa s/kg	Drosselcharakteristik
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
D	m	Durchmesser
D	-	Dämpfungsgrad
D_S	1/m	Stabilitätskriterium
B	-	Stabilitätskriterium nach Greitzer
t	s	Zeit
i_{Dreh}	-	Anzahl Rotorumdrehungen
$n_{Verdichter}$	1/s	Verdichterdrehzahl
Δt_{inst}	s	Verweildauer im instabilen Betriebsbereich des Verdichters
Var	%	Variationskoeffizient

Griechische Zeichen

Π	-	Totaldruckverhältnis
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenkoeffizient
ρ	kg/m^3	Dichte
ω_0	$1/\text{s}$	Eigenkreisfrequenz des Ladeluftsystems
Ω_{Motor}	$1/\text{s}$	Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine
Φ	-	Messgröße
Δ	-	Differenz
δ	-	Infinitesimale Änderung
∂	-	Gradient
λ	-	Eigenwert
α	$^\circ$	Relativer Zuströmwinkel
β	$^\circ$	Metallwinkel der Hauptbeschaufelung

Subskripte

<input type="checkbox"/> ₀	Messposition stromab der saugseitigen Drossel
<input type="checkbox"/> ₁	Messposition stromauf des Verdichters
<input type="checkbox"/> ₂	Messposition stromab des Verdichters
<input type="checkbox"/> ₃	Messposition im verdichterdruckseitigen Volumen
<input type="checkbox"/> _U	Umgebungsbedingung
<input type="checkbox"/> _m	Hauptströmungsrichtung
<input type="checkbox"/> _{normal}	Normalenrichtung
<input type="checkbox"/> _u	Umfangsrichtung
<input type="checkbox"/> _{stat}	Statische Größe
<input type="checkbox"/> _t	Totalgröße
<input type="checkbox"/> _p	Pulsierend, nicht stationär
<input type="checkbox"/> _{VD}	Variabel
<input type="checkbox"/> _K	Konstant
<input type="checkbox"/> _M	Manuell
<input type="checkbox"/> _s	Standardkonfiguration
<input type="checkbox"/> _i	Pulsationseinheit
<input type="checkbox"/> _T	Turbinenseite
<input type="checkbox"/> _{ref}	Referenzbedingungen
<input type="checkbox"/> _{real}	reale, nicht bezogene Größe
<input type="checkbox"/> _{red}	reduziert
<input type="checkbox"/> _{rel}	relativ, auf eine Größe bezogen
<input type="checkbox"/> _{Mess}	Messebene
<input type="checkbox"/> _{is}	isentrop
<input type="checkbox"/> _{inst}	instationär
<input type="checkbox"/> _B	Messblende
<input type="checkbox"/> _x	Plenumsvariante
<input type="checkbox"/> _{Rueck}	Massenstrom entgegen Hauptströmungsrichtung
<input type="checkbox"/> _{Vor}	Massenstrom in Hauptströmungsrichtung
<input type="checkbox"/> _{Block}	Blockagegebiet
<input type="checkbox"/> _{Haupt}	Hauptströmung
<input type="checkbox"/> _{Metall}	Schaufelgeometrie
<input type="checkbox"/> _{Nenn}	Nenngröße
<input type="checkbox"/> _{Mittel}	Arithmetischer Mittelwert
<input type="checkbox"/> _{Puls}	Pulsationsbreite
<input type="checkbox"/> _{ind}	indiziert
<input type="checkbox"/> _Z	Zylinder des Verbrennungsmotors
<input type="checkbox"/> _E	Motoreinlass
<input type="checkbox"/> _A	Motorauslass
<input type="checkbox"/> _{min}	Minimalwert
<input type="checkbox"/> _{max}	Maximalwert

Abkürzungen

BEV	Battery Electric Vehicle
FCEV	Fuel Cell Electric Vehicle
VKM	Verbrennungskraftmaschine
KFZ	Kraftfahrzeug
VTG	Variable Turbinengeometrie
NDS	Niederdruckstufe
NDV	Niederdruckverdichter
HDS	Hochdruckstufe
HDV	Hochdruckverdichter
DP	Auslegungspunkt (engl. <i>Design Point</i>)
NS	Near Stall
PE	Peak Efficiency
CH	Choke
SC	Glatte Gehäusekonfiguration (engl. <i>Smooth Casing</i>)
AS	Axialnutkonfiguration (engl. <i>Axial Slots</i>)
iBS	Instationäre Betriebsschleife
DAQ	Data Acquisition (dt. Datenerfassung)
LS	Lochscheibe, rotierend

1 Einleitung

Im gesellschaftlichen wie politischen Diskurs der letzten Jahre über das Mobilitätsmanagement der Zukunft drängt das Thema des Antriebskonzepts bevorzugt in den Vordergrund der Debatten. Das bisher dominierende Konzept der Verbrennungskraftmaschine (VKM) benötigt Kraftstoff aus fossilen Energieträgern, deren Quellen jedoch nur ein begrenztes Angebot zur Verfügung stellen. Eine Möglichkeit zur Berechnung und Darstellung der Knappheit dieses Angebots ist die sogenannte *dynamische Reichweite*, welche die Zeitdauer bis zur Ausschöpfung aller vorhandenen Quellen unter Berücksichtigung einer jährlichen Verbrauchszunahme von 2% ermittelt. Für Erdöl wird die dynamische Reichweite bei Ausschöpfung aller Reserven und Ressourcen auf 70, bei Erdgas auf 67 Jahre geschätzt [48]. Um Einschränkungen der Mobilität, insbesondere im Individualverkehr, zu vermeiden, werden unterschiedliche Antriebskonzepte erforscht. Die Anforderungen an diese Antriebssysteme umfassen ökonomische Gesichtspunkte, wie beispielsweise die Bereitstellung einer flächendeckenden Ladeinfrastruktur und niedrige Gesamtkosten für Verbraucher wie Unternehmen [12]. Darüber hinaus spielen Anforderungen wie die Verfügbarkeit der jeweiligen Energieressource sowie ökologische Kriterien - von der Energiegewinnung bis zum Recycling aller Komponenten - eine ebenso große Rolle [50].

Auf Basis der Forschungsergebnisse der letzten Jahre lassen sich zwei Trends in der Entwicklung zukünftiger Antriebskonzepte ableiten. Zum einen handelt es sich hierbei um die Elektrifizierung des Antriebsstranges [36], zum anderen werden zunehmend alternative Kraftstoffe, die in konventionellen Verbrennungskraftmaschinen eingesetzt werden, erforscht. Welches Konzept sich zukünftig durchsetzen wird, kann zum aktuellen Zeitpunkt aufgrund der sehr hohen Dynamik in der Entwicklung der einzelnen Antriebstechnologien nicht abschließend beurteilt werden. Jedes Konzept birgt Nachteile, welche bei einer Skalierung zur Versorgung des bundesweiten Verkehrsaufkommens Politik und Wirtschaft vor große ökonomische und ökologische Herausforderungen stellt [2]. In den letzten Jahren wird deshalb einer zunehmenden Anzahl an Akteuren bewusst, dass eine verträgliche Lösung, weg vom konventionell betriebenen Verbrennungsmotor und hin zu alternativen Antrieben, durch die parallele Markteinführung unterschiedlicher Antriebskonzepte als Kompromiss verschiedenster Interessen sinnvoll ist. Dabei handelt es sich konkret um batteriebetriebene (BEV) und mit Brennstoffzellen angetriebene (FCEV) Fahrzeuge sowie für Verbrennungskraftmaschinen um sogenannte *BioFuels* und

synthetische Kraftstoffe, die eine CO₂-neutrale Verbrennung gewährleisten [37]. Im Gegensatz zum rein elektrischen Betrieb des BEV kann die Leistungsdichte von FCEV und VKM durch eine Erhöhung der zugeführten Luftmenge gesteigert werden. Die zusätzliche Luftdichte in der Zuleitung beider Antriebsarten wird dabei durch Radialverdichter gewährleistet. Um die Anforderungen an die Verdichter definieren zu können, werden im Folgenden der Verdichter selbst und beide Antriebskonzepte näher betrachtet.

1.1 Radialverdichter

Ein Radialverdichter setzt sich aus den Einzelkomponenten Verdichterrad, Diffusor und Volute zusammen (Abbildung 1.1). Das Verdichterrad bringt Energie in die Strömung ein. Durch die Beschaukelung des Rades wird der Drehimpuls des Mediums erhöht, wodurch der Totaldruck am Austritt steigt. Im Diffusor wird die hohe Geschwindigkeit der Strömung durch eine stetige Erweiterung des durchströmten Querschnittes reduziert. Durch diese Strömungsverzögerung wird der Anteil an kinetischer Energie verringert und in statischen Druck gewandelt. Die stromab des Diffusors montierte Volute sammelt die über den gesamten Diffusorumfang radial austretende Strömung und leitet diese in eine tangential angebrachte Verrohrung [23].

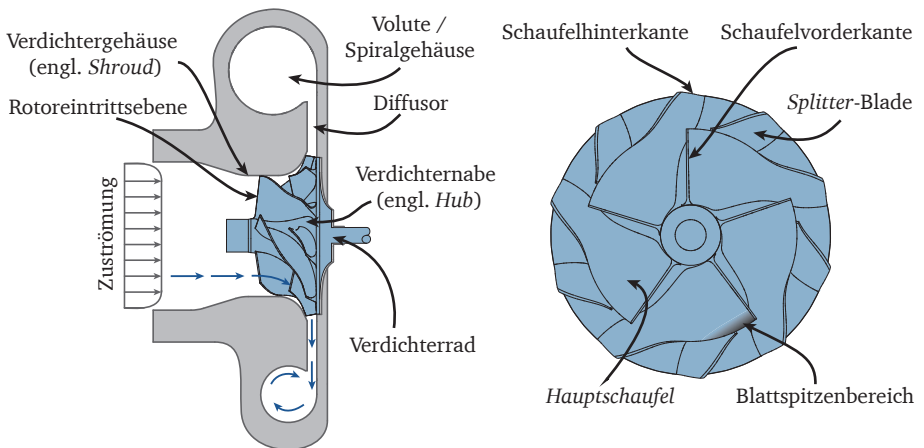


Abbildung 1.1: Darstellung der Radialverdichterkomponenten

Die Charakteristik des Verdichters wird als Verdichterkennfeld (Abbildung 1.2) veranschaulicht. Im Kennfeld wird dabei das Totaldruckverhältnis von Eingangs- zu

Ausgangstotaldruck als Funktion des Massenstromes angegeben [44]. Der Betriebspunkt eines Verdichters kann durch Änderung der Verdichterdrehzahl variiert werden. In jedem Verdichterkennfeld sind deshalb die Isolinien der Verdichterdrehzahlen eingetragen. Hin zu hohen Drehzahlen ist das Kennfeld durch die mechanischen Belastungen aufgrund der Zentrifugalkräfte begrenzt. Entlang der Drehzahlislinien ist der Verdichter durch die Durchsatzgrenze limitiert. Wird der Massenstrom bei konstanter Verdichterdrehzahl reduziert, erreicht der Verdichter die Stabilitätsgrenze. Bei weiterer Absenkung des Massenstromes überschreitet der Verdichter die sogenannte *Stabilitätsgrenze*. Der Verdichter kann hierbei den verdichteraustrittseitigen Druck nicht mehr aufrecht erhalten. Aufgrund des Druckgradienten von Eintritt zu Austritt des Verdichters strömt das Fluid über den Verdichter zurück. Nach Abbau des Druckes stromab des Verdichters beginnt der Verdichter Strömung anzusaugen, bis der kritische Austrittsdruck erreicht ist und die Rückströmung von Neuem einsetzt. Durch dieses periodische Verhalten werden nicht nur die mechanischen Belastungsgrenzen der Verdichterbeschaufelung, sondern auch die zulässigen Lagerkräfte der Verdichterwelle überschritten. Um ein Versagen aufgrund des instabilen, periodischen Verhaltens zu vermeiden, muss der Verdichter im stabilen Betriebsbereich betrieben werden.

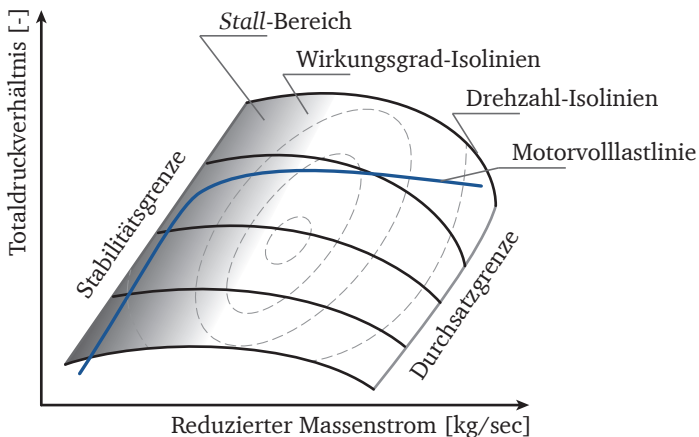


Abbildung 1.2: Darstellung des Verdichterkennfeldes

Charakteristisch für Verdichter, welche im Automobilbereich eingesetzt werden, ist der Verlauf der Kennfeldkurven mit konstanter Verdichterdrehzahl. Im Idealfall weist der Verlauf dieser Drehzahlislinien eine konstant negative Steigung auf. Der typische Kurvenverlauf zeigt hingegen eine Reduktion der Kennliniensteigung in Richtung

kleinerer Massenströme. Abhängig von den Geometrien der Verdichterkomponenten, wird die erste Ableitung der Kennlinien im Bereich der Stabilitätsgrenze positiv. Dieser Verlauf der Drehzahlkurven wird auch als *Überrollen* bezeichnet und verschlechtert, wie nachfolgend dargestellt, die Eigenschaften eines Antriebskonzeptes.

In Abbildung 1.2 ist zusätzlich die typische Drossellinie einer Verbrennungskraftmaschine, die sogenannte *Motorvollastlinie*, eingezeichnet. Diese findet in der Auslegung des Verdichters in Verbund mit einer Verbrennungskraftmaschine Verwendung. Die Motorvollastlinie stellt den Betriebspunktverlauf bei transientem Betrieb der Verbrennungskraftmaschine von Leerlaufdrehzahl bis Maximaldrehzahl bei Vollast dar. Um zu verstehen, welche Anforderungen an das Verdichterkennfeld zu stellen sind, werden nachfolgend die Eigenschaften moderner Antriebskonzepte vorgestellt.

1.2 Aufladung von Brennstoffzellen

Zum Betrieb der Brennstoffzellen wird der notwendige Wasserstoff aus einem integrierten Hochdrucktank entnommen. Der zur Reaktion notwendige Sauerstoff wird aus der Umgebung angesaugt und den Brennstoffzellen zugeführt. Die elektrische Leistung der Brennstoffzellen wird, abhängig vom Fahrzyklus, entweder dem Antriebsmotor oder der Batterie bereit gestellt. Ziel bei der Brennstoffzellenentwicklung ist hierbei eine möglichst dynamische Anpassung der elektrischen Ausgangsleistung der Brennstoffzellen, um den mitgeführten Akkumulator in Volumen und Gewicht klein dimensionieren zu können. Diese Anforderung wird durch die ebenfalls dynamische Bereitstellung der Reaktionspartner Sauerstoff und Wasserstoff gewährleistet. Darüber hinaus wird der Wirkungsgrad und das Leistungsgewicht einer Brennstoffzelle durch einen erhöhten Vordruck des Oxidanten Sauerstoff verbessert.

Diese charakteristischen Eigenschaften der Brennstoffzelle stellen unterschiedliche Anforderungen an den notwendigen Verdichter der zugeführten Luft. Einerseits werden niedrige Ansprechzeiten und hohe Energiedichten gefordert. Andererseits aber auch hohe Verdichtereffizienzen, geringe Geräuschemissionen, ölfreie Verdichtung und niedrige Gesamtkosten. Für diesen Einsatzzweck eignen sich elektrisch angetriebene Radialverdichter [9].

Radialverdichter besitzen jedoch den Nachteil, erst bei hohen Drehzahlen den gewünschten Nenndruck zu erreichen, wodurch die Anforderungen an den Elektromotor steigen. Der Regelaufwand der Leistungselektronik ist aufgrund der bereits beschriebenen flachen Kennliniencharakteristik typischer Radialverdichter hoch. Um diesen zu reduzieren und eine stabile und dynamische Regelung des Gesamtsystems zu gewährleisten, ist im Betriebsbereich nahe der Stabilitätsgrenze des Verdichters eine hohe negative Steigung der Drehzahlkurven notwendig. Eine weitere Herausfor-

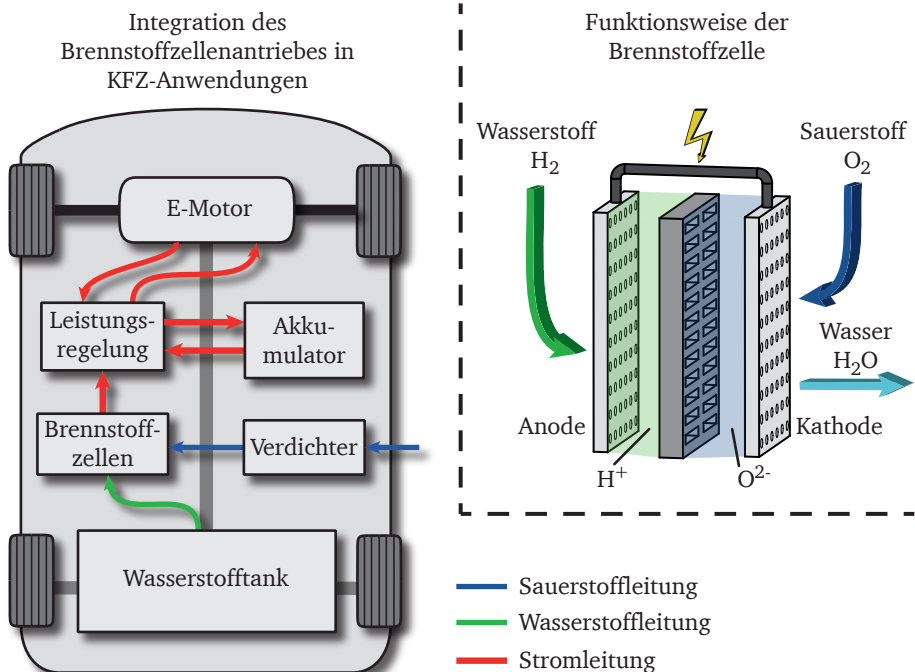


Abbildung 1.3: Applikation und Funktionsweise eines Brennstoffzellenantriebes

derung für die Motorregelung ist die Gefahr der Verdichterinstabilität aufgrund des dynamischen Betriebs der Brennstoffzelle [52]. Dies kann durch eine ausreichend hohe Verschiebung der Stabilitätsgrenze des Radialverdichters in Richtung kleinerer, reduzierter Massenströme verhindert werden.

1.3 Aufladung von Verbrennungskraftmaschinen

Die Arbeitsschritte innerhalb einer Verbrennungskraftmaschine, welche nach dem 4-Takt-Prinzip arbeitet, können über den sogenannten *Seiliger Prozess* dargestellt werden. Dieser Arbeitsprozess ist in Abbildung 1.4a für einen Saugmotor visualisiert. Im Ausgangszustand ① ist das Zylindervolumen des Hubkolbenmotors mit Frischluft gefüllt. Von Zustand ① nach ② wird die Luft isentrop verdichtet. Durch Einspritzung und Verbrennung des Brennstoffs am oberen Totpunkt findet eine isochore Zustandsänderung von ② nach ③ statt. Durch die isobare Verbrennung (③ - ④) und

anschließende Entspannung des Gases (④ - ⑤) wird Energie an die Kurbelwelle übertragen. Von ⑤ nach ① geht die restliche zur Verfügung stehende potentielle Energie des Gases durch Öffnen der Auslassventile verloren. Eine wichtige Kenngröße zur Beschreibung der Volumenänderungsarbeit des Prozesses ist der sogenannte indizierte Mitteldruck. Dieser lässt sich durch Gleichung 1.1 darstellen.

$$p_{ind} = \frac{1}{V_Z} \oint (p_Z \cdot dV) \quad (1.1)$$

Um den Mitteldruck zu steigern und damit eine erhöhte Leistung des Motors zu erreichen, ist bei gleichbleibendem Zylinderhub das Druckniveau während der Arbeitstakte zu erhöhen. Durch eine Vorverdichtung des dem Motor zugeführten Luftmassenstroms steigt der statische Druck während des Ansaugtaktes. Der gesamte *Seiliger Prozess* verschiebt sich zu höheren Spitzendrücken. Somit erhöhen sich die resultierende Volumenänderungsarbeit, wie auch der indizierte Mitteldruck des Arbeitsprozesses. Hierdurch steigt die an der Kurbelwelle anliegende Leistung durch Applikation eines Verdichters trotz gleichbleibenden Randbedingungen wie beispielsweise der Brennstoffzufuhr und des Motorhubraumes. Durch die erhöhte Dichte am Eintritt des aufgeladenen Motors ist es möglich, den Verbrennungsprozess anzupassen. Einerseits kann die Motorleistung durch eine erhöhte Zufuhr des Brennstoffmassenstromes zusätzlich vergrößert werden. Andererseits kann die Verbrennungstemperatur durch ein optimiertes Magerverbrennungskonzept verringert werden, wodurch der Ausstoß von NO_x weiter reduziert wird. Im Vergleich zu einem leistungsgleichen Saugmotor benötigt eine aufgeladene Verbrennungskraftmaschine weniger Bauraum aufgrund des reduzierten Hubraumes. Dadurch ergeben sich weitere Vorteile durch Aufladung wie beispielsweise geringere Geräuschemissionen, niedrigerer Kraftstoffverbrauch und ein reduziertes Gesamtgewicht des Motors.

Die aktuell verbreitetste Form der Aufladung von Motoren ist die der Abgasturboaufladung. Ein Abgasturbolader besteht im Wesentlichen aus drei Komponenten: Verdichter, Rumpffgruppe und Turbine. Durch den Einbau einer Turbine in den Abgasstrang einer Verbrennungskraftmaschine kann die im Abgas enthaltene Energie genutzt werden, um einen motorsaugseitig applizierten Verdichter anzutreiben. Verdichter und Turbine sind hierbei über eine Welle starr miteinander verbunden. Die Wellenlagerung ist aufgrund der hohen Drehzahlen als Ölgleitlager ausgeführt.

In der Literatur wird häufig die Nutzung der sonst verlorenen Abgasenergie als Vorteil der Abgasturboaufladung angeführt. Zwar wird der Zylinderrestdruck beim Öffnen des Auslassventils genutzt, die zusätzlichen Druckverluste über die Turbine erfordern jedoch während des Ladungswechseltaktes eine erhöhte Ausschiebearbeit. Diese zusätzliche Ausschiebearbeit reduziert die durch Aufladung des Motors gewonnene Leistung. Der resultierende indizierte Mitteldruck des Gesamtprozesses

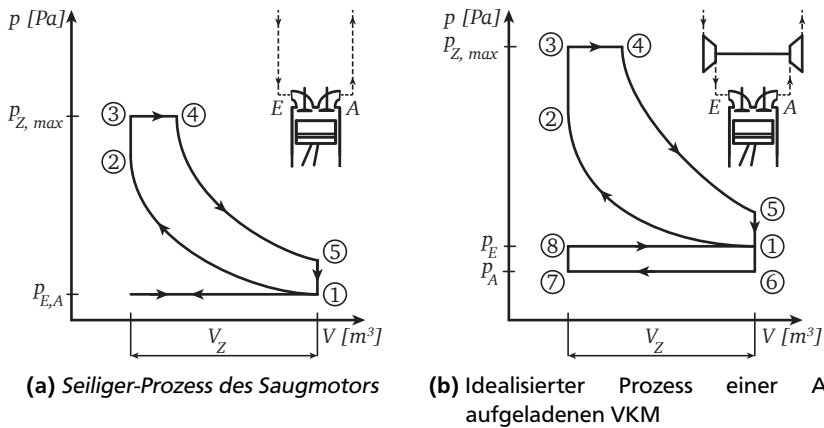


Abbildung 1.4: Gegenüberstellung der Arbeitsprozesse eines Saugmotors und einer aufgeladenen Verbrennungskraftmaschine im p-V-Diagramm

steigt dennoch und somit die während eines Arbeitsspiels zur Verfügung stehende Leistung. Um den Abgasgegendruck zu kontrollieren, ist es deshalb sinnvoll, die Turbinengeometrie auf den Motorlastfall abzustimmen. In Zusammenhang mit unterschiedlichen Anforderungen an die Luftvorverdichtung ergeben sich hieraus mehrere Aufladekonzepte für die Abgasturboaufladung.

Bauarten von Abgasturboladern

Die meist verbreitete Bauart an Abgasturboladern ist die der einstufigen Aufladung. Um den der Turbine zugeführten Massenstrom regeln zu können, werden hierbei entweder ein Umblaseventil (Waste-Gate) oder Vorleitschaufeln (Variable Turbine Geometrie, VTG) eingesetzt. Der Vorteil des Waste-Gates liegt in der einfachen Regelung des Bypassmassenstromes. Die Turbine wird für niedrige Massenströme und Drehzahlen ausgelegt, um die Dynamik des Laders zu erhöhen. Mit steigenden Motordrehzahlen wird jedoch der maximale Durchsatz der Turbine erreicht, wodurch die Effizienz des Turboladers sinkt und der Abgasgegendruck steigt. Durch Öffnen des Umblaseventils kann der Abgasgegendruck kontrolliert werden. Durch die verstellbaren Leitschaufeln einer VTG ist eine optimale Anströmung der Turbinenbeschaukelung gewährleistet. Der Abgasgegendruck wie auch die Turboladerdrehzahl können so kontrolliert werden. Insbesondere bei kleinen Abgasmassenströmen können durch eine gezielte Anströmung der Turbine hohe Drehzahlen erreicht werden. Einstufige Laderkonzepte besitzen dennoch eine Reihe an bauartbedingten Restriktionen. Da der Turbolader ein breites Anforderungsspektrum unterschiedlicher

Lastfälle abdecken muss, sind die geometrischen Ausprägungen, wie auch die aerodynamischen Charakteristika der Verdichter- wie auch Turbinenräder als Kompromiss dieser Anforderungen konzipiert. Die dadurch relativ hohen Massenträgheiten der Einzelkomponenten reduzieren weiterhin die Dynamik des Ladeluftsystems.

Um diese Nachteile zu umgehen, werden zweistufige Aufladekonzepte entwickelt. Für die Verdichtung stehen eine Hochdruckstufe (HDS) und eine Niederdruckstufe (NDS) zur Verfügung. Zu Beginn des Beschleunigungsvorganges wird der Abgasmassestrom über die HDS geleitet, welche durch eine kompakte Bauform und niedrigen Raddurchmessern ein geringes Massendrehträgheitsmoment aufweist. Durch den erhöhten Druckaufbau aufgrund hoher Verdichterdrehzahlen liegen an der Motorabtriebswelle schon bei kleinen Motordrehzahlen hohe Drehmomente im Vergleich zur einstufigen Aufladung an. Mit zunehmendem Luftbedarf des Verbrennungsmotors wird die Niederdruckstufe zugeschaltet. Die NDS ist der Hochdruckstufe vorgeschaltet, um hohe Druckverhältnisse bei hohen Massenströmen bereit zu stellen. Für den dynamischen als auch stationären Betrieb der Verbrennungskraftmaschine spielen die dynamischen Eigenschaften der NDS eine untergeordnete Rolle. Um trotz zweistufiger Aufladung eine hohe Effizienz gewährleisten zu können, besitzen Niederdruckstufen hohe Wirkungsgrade bei mittleren Drehzahlen. Als Ergänzung wird in zweistufigen Laderkonzepten eine Zwischenkühlung realisiert, durch die der thermodynamische Wirkungsgrad nochmals steigt und den der einstufigen Aufladung übertrifft.

Ähnlich dem Konzept der zweistufigen Aufladung werden in den letzten Jahren zunehmend elektrische Zusatzverdichter (eBooster) in einstufigen Aufladekonzepten verbaut. Der eBooster wird anstatt über das Enthalpiegefälle der Turbine von einem Elektromotor angetrieben. Durch den Wegfall der Turbine als Leistungszufuhr für den Radialverdichter kann der erforderliche Ladedruck unabhängig vom Motorbetriebspunkt sehr dynamisch bereit gestellt werden.

Anforderungen an den Radialverdichter

Durch die verschiedenen Konzepte der Aufladung von Verbrennungskraftmaschinen liegt der Entwicklungsschwerpunkt bei den jeweiligen Verdichtern auf unterschiedlichen Kennfeldeigenschaften (Abbildung 1.5). Bei Verdichtern mit Waste-Gate liegt der Fokus auf der Kennfeldbreite, da bei moderater Verdichtung hohe Luftvolumenströme bereitgestellt werden müssen. Darüber hinaus wird die Dynamik des Antriebsstranges durch ein hohes Verdichterdruckverhältnis bei geringen Drehzahlen bzw. Massenströmen positiv beeinflusst¹. Hierdurch wird das sogenannte *Turboloch*, ein geringes Motordrehmoment bei geringen Motordrehzahlen, reduziert und die Dynamik des Antriebsstranges verbessert.

¹ Dieser Betriebsbereich der Verbrennungskraftmaschine wird auch als *Low-End-Torque* bezeichnet.

— Standard Verdichterkennfeld → Entwicklungsziele
 — Optimiertes Verdichterkennfeld

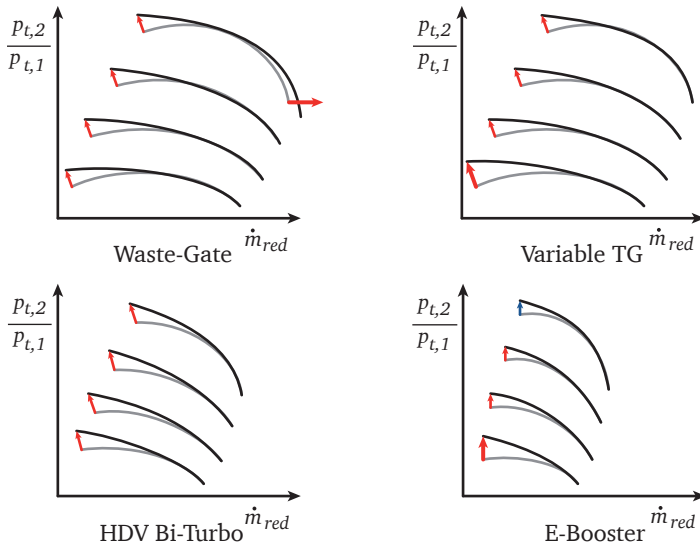


Abbildung 1.5: Gegenüberstellung der Entwicklungsziele des Verdichterkennfeldes unterschiedlicher ATL-Bauarten

Die Anforderungen an Verdichter, die in einem VTG Lader verbaut sind, ähneln denen des Waste-Gate Konzeptes. Der Entwicklungsfokus liegt jedoch nicht auf einer maximalen Durchsatzrate, sondern auf hohen Druckverhältnissen bei niedrigen Massenströmen. Die Motorvolllastkennlinie liegt hierbei nahe der Stabilitätsgrenze des Verdichters. Um den instabilen Betrieb des Verdichters zu vermeiden, ist bei der Auslegung der Verdichterkomponenten die Stabilitätsgrenze hin zu kleineren Massenströmen zu verschieben. Beim anschließenden Matching zwischen Turbolader und Verbrennungskraftmaschine ist auf ausreichend Abstand zur Stabilitätsgrenze zu achten.

Bei Aufladekonzepten mit zweistufiger Aufladung muss der HDV ein hohes Druckverhältnis bei kleinen reduzierten Massenströmen aufweisen, um die Anforderungen an das transiente Vollastverhalten der VKM erfüllen zu können. Da durch den geringen Verdichteraustrittsdurchmesser dynamisch hohe Drehzahlen erreicht werden, ist die Stabilitätsgrenze hin zu kleineren Massenströmen zu verschieben. Für den

Niederdruckverdichter, der während des Beschleunigungsvorganges hinzugeschalten wird, liegt der Fokus auf maximalem Wirkungsgrad bei mittleren Druckverhältnissen.

Die Verdichtercharakteristik des elektrisch betriebenen Verdichters ähnelt dem des Niederdruckverdichters der zweistufigen Aufladung. Der eBooster wird jedoch nur bei geringen Drehzahlen und zur Verbesserung des Beschleunigungsverhaltens eingesetzt, weshalb Eigenschaften wie hoher Druckaufbau bei geringen Verdichtermassenströmen und eine Verschiebung des Wirkungsgradoptimums hin zu kleineren Drehzahlen eine größere Rolle spielen.

1.4 Zielsetzung

Die Analyse zukünftiger mobiler Antriebskonzepte zeigt, dass die Aufladung moderner Antriebstechnologien eine zentrale Rolle spielt. Ausgenommen des rein batterieelektrischen Betriebes können der Gesamtwirkungsgrad und das Leistungsgewicht alternativer Antriebe durch eine Erhöhung der zugeführten Luftdichte verbessert werden. Das Anforderungsprofil der Verdichter ist abhängig vom Aufladekonzept. Das Verdichterdesign muss deshalb den spezifischen Anforderungen eines jeden Anwendungsfalls angepasst werden. Allen gemeinsam ist, unabhängig von den geforderten Eigenschaften eines jeden einzelnen Antriebskonzeptes, die Optimierung des stabilitätskritischen Bereiches hinsichtlich der Stabilitätsgrenze und des Totaldruckaufbaus. Für den Fall der Aufladung von Verbrennungsmotoren mit reduzierter Zylinderanzahl müssen zusätzlich die pulsierenden Austrittsrandbedingungen bei der Auslegung der Verdichter berücksichtigt werden.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit besteht darin, ein Gesamtbild der Faktoren, welche das Verdichterkennfeld beeinflussen, zu erstellen. Bisherige Veröffentlichungen untersuchen die Auswirkungen einzelner Faktoren, wie beispielsweise pulsierende Randbedingungen oder Änderungen der Verdichterradgeometrie, auf das Stabilitätsverhalten. Zum Verständnis der oft widersprüchlichen Ergebnisse ist es notwendig, die physikalischen Zusammenhänge zwischen der Aerodynamik der Verdichterkomponenten, den Randbedingungen des Verdichters und dem Ladeluftsystem herzustellen.

Um die Komplexität dieser Zusammenhänge zu reduzieren, wird im ersten Schritt mittels der Applikation einer passiven Gehäusestrukturierung der positive Einfluss aerodynamischer Maßnahmen auf das Verdichterkennfeld hinsichtlich der oben dargestellten Anforderungen nachgewiesen. Anhand den Ergebnissen wird deutlich, dass die Stabilitätsgrenze der in dieser Arbeit untersuchten Radialverdichter auf Basis klassischer, theoretischer Ansätze nicht erklärt werden kann. Im zweiten Schritt wird deshalb ein analytisches Modell zur Beschreibung der Stabilitätsgrenze hergeleitet. Abschließend werden die Effekte pulsierender Randbedingungen auf die Eigenschaften von Verdichtern näher betrachtet. Hierbei fließen die aerodyna-

mischen Erkenntnisse passiver Gehäusestrukturen und das Systemverständnis der analytischen Systemmodellierung ein. Auf Basis der experimentellen, numerischen und analytischen Untersuchungen werden die systemischen und aerodynamischen Einflussfaktoren auf das Verdichterkennfeld abschließend voneinander abgegrenzt und deren Wirkzusammenhänge erläutert.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel wird das für das Verständnis der Ergebnisse dieser Arbeit notwendige Grundlagenwissen vermittelt. Hierzu werden die Eigenschaften des Verdichterkennfeldes anhand der Thermodynamik des Verdichtungsprozesses erläutert. Zusätzlich werden zur Erweiterung des Verständnisses der Zielgrößen zukünftiger Radialverdichter der Einfluss von Sekundärströmungen näher betrachtet und der wissenschaftliche Kenntnisstand über das Stabilitätsverhalten von Radialverdichtern aufgezeigt. Im letzten Abschnitt wird der Stand der Technik in Bezug auf Gehäusestrukturen und instationäre Verdichterrandbedingungen zusammengefasst und dargelegt.

2.1 Verdichterstufe

Der Energieeintrag eines Verdichters kann über die Ein- und Austrittsebenen der Turbomaschine bestimmt werden. Mittels der Euler'schen Hauptgleichung der Turbomaschinen, die sich aus der Drallimpulserhaltung ableiten lässt, wird die eingebrachte Arbeit aus der Änderung der Umfangsgeschwindigkeit sowie der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit auf dem Mittelschnitt der Schaufel berechnet (Gleichung 2.1). Hierbei wird die Annahme getroffen, dass das Mittelschnittverfahren das aerodynamische Verhalten der gesamten Schaufel darstellt.

$$P_{\text{Verdichter}} = \dot{m}(u_2 v_{u,2} - u_1 v_{u,1}) = \dot{m}(h_{t,2} - h_{t,1}) \quad (2.1)$$

Unter der Annahme drallfreier Strömung ($v_{u,1} = 0$) ist es somit möglich, den Leistungseintrag durch eine verstärkte Umlenkung der Strömung am Verdichteraustritt zu erhöhen. Durch Anwendung trigonometrischer Beziehungen kann Gleichung 2.1 in die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten unterteilt werden. Der Arbeitseintrag des Verdichters lässt sich nach Gleichung 2.2 als Funktion der Beschleunigung der Strömung im Absolutsystem, der relativen Verzögerung innerhalb der Schaufelpassage und dem bauartbedingten Zentrifugalanteil ausdrücken.

$$\Delta h = \frac{1}{2}((v_2^2 - v_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)) \quad (2.2)$$

In Radialmaschinen ist der Anteil des Zentrifugalanteils am gesamten Energieumsatz im Vergleich zur Axialmaschine deutlich erhöht. Abhängig vom Verdichtertrim ($\frac{d_1}{d_2}$)

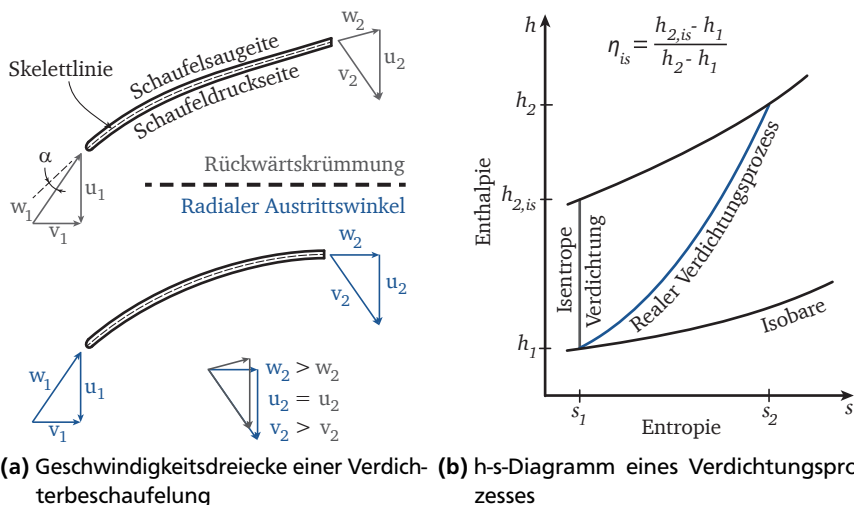


Abbildung 2.1: Aerodynamische und thermodynamische Grundlagen des Verdichtungsprozesses

beträgt der Anteil der Änderung der Umfangsgeschwindigkeit von Ein- zu Austritt des Verdichters am gesamten Arbeitseintrag circa 40%. Den restlichen Anteil des Arbeitseintrages erfährt die Strömung durch dessen Verzögerung im Relativsystem innerhalb der Schaufelpassage. Die Verluste aufgrund des Zentrifugaleffektes sind gegenüber den Verlusten durch die relative Verzögerung der Strömung gering, weshalb Radialverdichter im Auslegungspunkt hohe Wirkungsgrade erreichen (vgl. Cumpsty [16]).

Zur Reduktion der Verluste aufgrund starker Verzögerung der Strömung im Relativsystem wird der Austrittswinkel der Radialverdichterbeschaufelung durch Rückwärtskrümmung verringert. In Abbildung 2.1a sind die Geschwindigkeitsdreiecke bei radial endenden und rückwärts gekrümmten Schaufeln dargestellt. Durch Rückwärtskrümmung sinkt der effektive Austrittsquerschnitt des Verdichterrades, wodurch neben dem Verzögerungsverhältnis (Diffusion) $\frac{w_2}{w_1}$ auch die Ablöseneigung und Verluste abnehmen. Aufgrund der reduzierten Diffusion ist es zudem möglich, den Betrag der Absolutgeschwindigkeit am Austritt des Verdichters zu senken. Der Anteil kinetischer Energie des Mediums, der in potentielle Energie gewandelt werden muss, fällt somit geringer aus - mit positiven Effekten auf den Wirkungsgrad. Darüber hinaus kann die Austrittsgeschwindigkeit bei hohen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten niedrig gehalten werden, wodurch Überschallströmung und

damit Stoßverluste vermieden werden können. Wie in Abbildung 2.1a zu erkennen, sinkt neben der absoluten Austrittsgeschwindigkeitskomponente auch deren Umfangskomponente, wodurch der Leistungseintrag und damit der Totaldruckaufbau sinkt. Die Wahl des Austrittswinkels ist entsprechend anwendungsabhängig. In der Anwendung in Abgasturboladern des Automotive-Bereichs werden vorwiegend Radialverdichter mit Rückwärtskrümmung verwendet.

Aufgrund der Diffusion entlang der Meridionalebene des Verdichters treten am Rotoreintritt die höchsten Relativgeschwindigkeiten innerhalb der Passage auf. Überschreitet die relative Zuströmung die Schallgeschwindigkeit, bildet sich am Rotoreintritt ein Stoßsystem aus. Dieses entsteht aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters im Schaufelspitzenbereich. Entlang einer Kennlinie konstanter Drehzahl nimmt die Stoßfläche am Verdichtereintritt zu, bis das sogenannte *Sperren* des Verdichters eintritt. Eine Erhöhung des reduzierten Massenstromes ist nicht mehr möglich, wodurch die Kennlinien in diesem Bereich der Verdichtercharakteristik einen senkrechten Verlauf aufzeigen. Durch Reduktion der Schaufelanzahl am Eintritt des Verdichters kann der Eintrittsquerschnitt erhöht und die *Sperrgrenze* in Richtung größerer Massenströme verschoben werden. Um dies zu gewährleisten und gleichzeitig einen hohen Totaldruckaufbau zu ermöglichen, werden sogenannte *Splitter Blades* eingesetzt, welche stromab der Schaufelvorderkanten der Hauptschaufeln (engl. *Main Blades*) liegen.

2.2 Strömungsmechanische Grundlagen

2.2.1 Verlustmechanismen

Nach Denton [20] gibt es insgesamt drei Verlustmechanismen innerhalb eines Verdichtungsprozesses, die eine Erhöhung der Entropie zur Folge haben. Hierbei handelt es sich um Reibungseffekte, Stoßsysteme und Wärmetransport. Da Verdichtungsstöße und Wärmetransportphänomene für die untersuchten Kennfeldeigenschaften einen geringen Einfluss besitzen, wird im Folgenden auf die Verluste durch Reibungseffekte eingegangen. Hierzu wird im ersten Schritt der Begriff Reibung definiert. Im zweiten Schritt wird eine Übersicht über die für diese Arbeit notwendigen Verlustmechanismen gegeben.

Um die Richtung oder die Geschwindigkeit von strömenden Fluidpartikeln zu beeinflussen, sind Kräfte notwendig, welche auf das Medium wirken und dieses beschleunigen. In der Strömungslehre bekannte Kräfte sind Volumen-, Druck- und Reibungskräfte. Im Gegensatz zu den erstgenannten Kräften ist das Auftreten von Reibungskräften zwingend mit einer Erhöhung der Entropie des Mediums verbunden. In mikroskopischer Betrachtung treten bei einer Relativbewegung zweier Moleküls-

chichten Schubspannungen auf. Diese sind abhängig von der Relativgeschwindigkeit der Moleküle zueinander und der Scherviskosität des Fluids. Durch Erhöhung der Schubspannungen nimmt die Entropie des Fluids zu. Für den thermodynamischen und strömungsmechanischen Verdichtungsprozess ist dies unerwünscht, da somit neben der Effizienz des Verdichtungsprozesses das Totaldruckverhältnis reduziert wird.

Grenzschicht

An Wänden gilt für das Medium Luft im Allgemeinen die Haftbedingung (engl. *No Slip condition*). Zwischen den wandnahen Molekülen und der Hauptströmung stellt sich ein Strömungsbereich ein, in dem ein Geschwindigkeitgradient normal zur Wand vorliegt. Dieser Bereich, in dem Reibungskräfte aufgrund des Geschwindigkeitsverlaufes entstehen, ist als Grenzschicht definiert. Unter der Annahme einer homogenen, turbulenten Zuströmung einer ebenen Platte steigt die Grenzschichtdicke mit zunehmender Lauflänge an. Die Dicke der Grenzschicht hängt von der sogenannten Reynolds-Zahl, dem Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften, ab. Innerhalb eines Verdichters bilden sich entlang des Schaufelprofils sowie an Nabe und Gehäuse diese verlustbehafteten Grenzschichten aus. Ein weiterer strömungsmechanischer Effekt, der unmittelbar mit der Entstehung von Grenzschichten zusammenhängt, ist die Entwicklung von Strömungsablösungen. Löst die Grenzschicht von der Wand ab, entstehen im Ablösegebiet zusätzliche Reibungsverluste, die sich negativ auf den Verdichtungsprozess auswirken. Die Ablöseneigung der Grenzschichten vergrößert sich mit einem in Strömungsrichtung ansteigenden statischen Druckverlauf, wie er in Verdichtern vorherrscht.

Spaltverluste

Um die Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse zu ermöglichen, ist ein Spalt notwendig. Durch die unterschiedlichen statischen Druckniveaus von Druck- und Saugseite der Verdichterbeschaufelung entsteht eine Strömung über den Schaufelspalt hinweg, welche als Spaltströmung bezeichnet wird. Diese hängt von der Schaufelspitzenbelastung und dem absoluten Schaufelspalt ab. Durch die Spaltströmung entstehen zwei Verlustmechanismen, die sich unterschiedlich auf das Verdichterkennfeld auswirken. Zum einen wird ein Teil der Energie der Strömung im Schaufelspalt durch Reibung dissipiert. Aungier [3] beschreibt diesen Verlust der Schaufelspaltströmung als Funktion der statischen Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Beschaufelung. Die durch den Verdichtungsprozess zugeführte Energie des über die Schaufel überströmenden Fluides wird im Schaufelspalt selbst wieder dissipiert. Dies beeinträchtigt insbesondere den globalen Arbeitseintrag des Verdichters und damit das Totaldruckverhältnis.

Zum anderen kommt es zu starken Wechselwirkungen des über den Spalt strömenden Mediums mit der Hauptströmung. Aufgrund der Scherspannungen beider Strömungen wird durch Reibung ein hoher Anteil an Energie dissipiert. Aungier [3] geht in seiner theoretischen Abschätzung davon aus, dass 50% der kinetischen Energie des Leckagemassenstromes dissipieren und einen erhöhten Wärmeeintrag zur Folge haben, wodurch insbesondere der Verdichterwirkungsgrad betroffen ist.

Inzidenz

Schaufelprofile werden in der Regel bezüglich eines Betriebspunktes ausgelegt (engl. *Design Point (DP)*). Abweichende Betriebspunkte (engl. *Off-Design*) sind durch eine Änderung des relativen Zuströmwinkels charakterisiert. Die Winkelabweichung zum Auslegungsfall wird als Inzidenz bezeichnet. Eine Erhöhung der absoluten Zuströmgeschwindigkeit führt beispielsweise zu einer negativen Inzidenz, eine Erniedrigung der absoluten Zuströmgeschwindigkeit zu einer positiven Inzidenz. Bei zu großem Anstellwinkel hingegen kann die Strömung dem Schaufelverlauf nicht mehr folgen und löst ab. In der Folge entstehen Verluste aufgrund der viskosen Reibung der abgelösten Strömung. Inzidenzgebundene Verluste sind somit stark von der Entwicklung der Grenzschichten und deren Verlustmechanismen abhängig.

2.2.2 Ablösung und Blockage

Ablöseeffekte in Turbomaschinen werden seit über 75 Jahren erforscht (Day [19]). In diesem Zeitraum wurden strömungsmechanische Ablösemechanismen in Axialverdichtern in zahlreichen experimentellen und numerischen Studien untersucht. Diese Ablösestrukturen werden auch als *Verdichter-Stall* bezeichnet. Auf Basis der umfassenden Ergebnisse können Ablöseerscheinungen zwar beschrieben, ihr Auftreten jedoch nicht vorhergesagt werden. Es gibt eine Vielzahl an Modellen zur Beschreibung von Ablösemechanismen, deren Übertragbarkeit, insbesondere auf moderne Schaufeldesigns, eingeschränkt ist.

Unter *Stall* versteht man aerodynamische Ablösemechanismen innerhalb des Verdichters, die zwar einen stabilen Verdichterbetrieb ermöglichen, sich jedoch in thermodynamischer, wie auch mechanischer Sicht negativ auf die Eigenschaften des Verdichters auswirken. Um die eingangs erwähnten Ziele der Turboladerverdichtere Forschung zu erreichen, ist das Verständnis von Ablösemechanismen entscheidend. Day [19] gibt in seiner Arbeit eine Übersicht über die Auswirkungen von *Stall*-Ereignissen auf das Verdichterkennfeld. Hierbei beschreibt er unter anderem das Defizit im Leistungseintrag eines Verdichters als Folge des Eintretens von *Stall*. Darüber hinaus treten Ablösungen im Verdichter bei dem Betriebspunkt auf, bei dem das maximale total-zu-statische Druckverhältnis erreicht ist.

Greitzer [32] klassifizierte die aerodynamischen Ablösungen von Axialverdichtern. Die Ablösungen innerhalb eines Verdichters führen nach dessen Erkenntnissen zu sogenanntem *Rotating Stall*, einer mit reduzierter Rotordrehfrequenz umlaufenden Störung der Verdichterzuströmung, welche den stabilen Arbeitsbereich des Verdichters einschränkt. Das Eintreten des *Rotating Stalls* ist nach Greitzer mit einem signifikanten Verlust des Totaldruckverhältnisses des Verdichters verbunden. Aerodynamische Ablösungen, als Vorläufer des *Rotating Stalls*, können an der Schaufelaußenseite (*Blade Stall*) oder auch in Wandnähe (*Wall Stall*) auftreten. Durch *Blade Stall*, der sich bei hohen Schaufelbelastungen und hohen Diffusionsfaktoren entlang der Schaufel ausbildet, wird die Verdichteraerodynamik negativ beeinflusst. *Wall Stall* hingegen entsteht entlang der Grenzschicht am Verdichtergehäuse. Abhängig von der Geometrie des Verdichterrades können auch beide Arten der aerodynamischen Ablösung parallel auftreten. Als Voraussetzung für den Einsatz von Gehäusestrukturen, welche die Verdichteraerodynamik in der Nähe der Gehäusewand beeinflusst, ist nach Greitzer das Auftreten von *Wall Stall*, beziehungsweise von *Blade Stall* im Schaufelspitzenbereich.

Harley [34] betrachtet die Aerodynamik in für Automobilanwendungen typischen Radialverdichtern in der Nähe der Stabilitätsgrenze. Im Vergleich zu den Untersuchungen von Greitzer, welche vorwiegend an Axialmaschinen durchgeführt wurden, entstehen bei Radialverdichtern signifikante Ablöseerscheinungen, die mit steigender Androsselung wachsen. Im abgelösten Strömungsgebiet, der Blockagezone, wird ein Teil des eintretenden Fluides stark verzögert und entgegen der Hauptströmungsrichtung beschleunigt, wodurch es zur Ausbildung von Rezirkulationszonen kommt. Nach Japikse [38] und Galvas [27] führen die Geschwindigkeitsgradienten innerhalb dieses Blockagegebietes zu einer Erhöhung der Scherspannungen und damit zu größeren Verlusten.

Ein weiterer aerodynamischer Effekt, der zu Blockage im Blattspitzenbereich führt, ist die Stoß-Spaltwirbel-Interaktion. Diese wurde durch Brandstetter [10] in detaillierten Messungen an einer transsonischen Verdichterstufe nachgewiesen. Im transsonischen Betrieb eines Verdichters bildet sich an der Schaufelspitze durch die hohen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten ein Stoßsystem aus. Der durch die statische Druckdifferenz von Druck- zu Saugseite der Verdichterschaukeln entstehende Spaltmassenstrom wird durch die Hauptströmung in die Schaufelpassage getragen und bildet eine Wirbelstruktur aus. Bei starker Androsselung des transsonisch arbeitenden Verdichters kann das Wirbelsystem beim Durchgang durch den Verdichtungsstoß zusammenbrechen. Hierbei bleibt nach dem Stoß zwar der Drall des Wirbels erhalten, die Umfangsgeschwindigkeit des Wirbels reduziert sich jedoch, wodurch die Wirbelgröße ansteigt. Die Stoß-Spaltwirbel-Interaktion ist somit ein weiterer physikalischer Mechanismus, der bei hohen Verdichterdrehzahlen zu einer Blockagebildung innerhalb der Verdichterpassage beiträgt.

Die beschriebenen Ablöseerscheinungen an der Verdichterbeschaufelung und in Wandnähe, die zu einer Blockage des effektiven Verdichterquerschnittes führen, können durch Änderungen des Schaufeldesigns und der Verdichterradgeometrie zwar beeinflusst, jedoch nicht verhindert werden.

2.3 Stabilitätsverhalten

Der stabile Betriebsbereich von Verdichtern ist in Richtung kleiner Massenströme durch die Stabilitätsgrenze limitiert. Der stabile Arbeitsbereich ist in der Literatur, abhängig von der Bauart des Verdichters und den Einsatzbedingungen, unterschiedlich definiert. Für Radialverdichter, welche im Verbund mit einer Turbine als Abgasturbo-lader an einer Verbrennungskraftmaschine verbaut sind, wird durch Eintreten des sogenannten Verdichterpumpens der stabile vom instabilen Arbeitsbereich getrennt. In Axialverdichtern mit geringer Stufenzahl und geringem verdichterdruckseitigen Plenum, wie sie beispielsweise an Prüfständen verbaut sind, tritt das Phänomen des Verdichterpumpens bei Reduktion des Massenstromes entlang einer Drehzahl nicht ein. Bei Detektion eines Strömungsabrisses (engl. *stall*) an einer oder mehreren Schaufeln des Verdichters, wird dies für diese Verdichterbauarten als Stabilitätsgrenze definiert. In einem mehrstufigen Aufbau einer Axialmaschine, wie beispielsweise einer Gasturbine, ist es möglich, dass einzelne Stufen ablösen und damit ihre Stabilitätsgrenze überschreiten, das globale Verhalten der Gesamtmaschine jedoch noch stabil ist. Erst durch weitere Androsselung kommt es zum aerodynamischen Versagen des Mehrstufenverbunds, was zum Phänomen des Verdichterpumpens führt. Im Folgenden werden die Begriffe *Pumpgrenze* und *Stabilitätsgrenze* in Bezug auf Verdichter in Radialbauweise erläutert.

Stabilitätsgrenze

Entlang einer Kennlinie konstanter Drehzahl verringert sich bei Erhöhung des Drosselgrades eines Radialverdichters der geförderte Massenstrom. Abhängig von der Verdichterauslegung treten bei einem bestimmten Drosselgrad erste aerodynamische Ablösungen auf. Dieser Betriebspunkt kennzeichnet den sogenannten *Onset of Stall*. Bei weiterer Androsselung des Radialverdichters nimmt der Einfluss dieser Ablösungen auf das Verdichterverhalten zu, bis der Verdichter nicht mehr stabil arbeitet und pumpt (*Onset of Surge*). Das Verdichterpumpen ist dadurch gekennzeichnet, dass der Verdichter nicht mehr in der Lage ist, den Druck im Plenum stromab der Maschine aufrecht zu erhalten. Dadurch bricht der globale Verdichtermassenstrom zusammen und die Hauptströmungsrichtung kehrt sich um, wodurch der statische Druck im Plenum stromab des Verdichters sinkt. Ab einem bestimmten Druckniveau fängt der Verdichter an, Masse anzusaugen und Druck aufzubauen, bis der kritische Betriebspunkt wieder erreicht ist und der Mechanismus des Pumpens von

Neuem einsetzt. Dieser oszillierende Vorgang führt zu erheblichen mechanischen Belastungen der Verdichter- wie auch der restlichen Turboladerkomponenten. Ein häufiger Versagensgrund von Abgasturboladern im instabilen Verdichterbetrieb ist die Überschreitung der zulässigen Axiallagerkräfte.

Da die experimentelle Erfassung des schwankenden Massenstromes während eines Pumpvorganges nur mit erheblichen Messunsicherheiten möglich ist, werden Grenzwerte verschiedener schwankender Messgrößen definiert, die auf das Phänomen des Verdichterpumpens schließen lassen. Als Grenzwerte dienen die Schwankungsamplituden des statischen Verdichteraustrittsdruckes und der Anstieg der Verdichtereintrittstemperatur. Die Grenzwerte entspringen empirischen Erfahrungswerten von Prüfständen ähnlicher Bauweise wie der in dieser Arbeit genutzten, weshalb diese für die vorliegende Arbeit übernommen werden. Der Betriebspunkt, entlang einer Kennlinie, mit dem geringsten geförderten Massenstrom, an dem die definierten Grenzwerte beider Messgrößen nicht überschritten werden, wird als Stabilitätsgrenze festgelegt. Bei weiterer Androsselung des Verdichters über die Stabilitätsgrenze hinaus werden die definierten Grenzwerte in den experimentellen Untersuchungen deutlich überschritten. Der Verdichter befindet sich dann im instabilen Betriebsbereich.

Modelle zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze

Die zentrale Frage in Bezug auf die Stabilitätsgrenze ist, welche aerodynamischen Mechanismen zu einem instabilen Verdichterbetrieb führen und wie der *Onset of Surge* vermieden, beziehungsweise in Richtung geringerer Massenströme verschoben werden kann.

Emmons [21] beschreibt die Stabilitätsgrenze als einen systemischen, aerodynamischen Mechanismus des Ladeluftsystems. Dieser Ansatz wurde durch Greitzer aufgenommen und in einer theoretischen [30] und experimentell validierten Studie [31] bestätigt. Dem Ansatz liegt das physikalische Prinzip eines Helmholtz-Resonators zu Grunde. Bei externer Anregung schwingt das System durch die Transformation von potentieller Energie im Plenum in kinetische Energie an der Kehle des Helmholtz-Resonators [15].

Das schematische Modell nach Greitzer ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Hierzu wird das Ladeluftsystem als eindimensionales pneumatisches System abstrahiert. Die Verdichtersaugseite wird durch ein einfaches Rohr dargestellt. Die Verdichterdrukseite wird durch ein Plenum mit stromab liegender Drossel approximiert. Für dieses pneumatische System stellt Greitzer die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls auf. Hierbei werden folgende Annahmen getroffen:

- Inkompressible Strömung im gesamten Ladeluftsystem
- Berücksichtigung der Kompressibilität des Mediums im druckseitigen Plenum

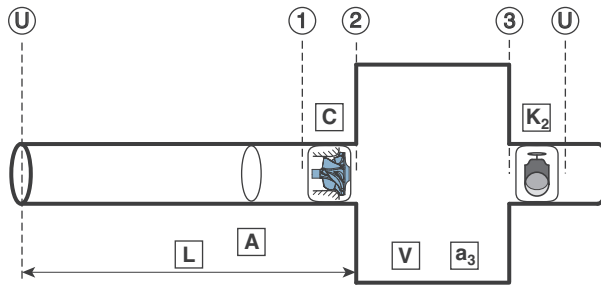


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Ladeluftsystems nach Greitzer

- Vernachlässigbarer Fehler aufgrund der Linearisierung von Verdichter- und Drosselcharakteristik
- Die Zeitskala des Schwingungssystems entspricht der Helmholtzfrequenz

Durch Entdimensionierung des Gleichungssystems definierte Greitzer einen dimensionslosen Parameter B . Dieser stellt die geometrischen Größen des Systems, die Verdichterumfangsgeschwindigkeit und die Schallgeschwindigkeit im Plenum in Beziehung (Gleichung 2.3). Der B -Faktor kann als das Verhältnis von Druckkräften zu Trägheitskräften interpretiert werden.

$$B = \frac{u}{2a} \sqrt{\frac{V}{AL}} \quad (2.3)$$

Greitzer konnte in dessen Versuchsaufbau nachweisen, dass bei Überschreitung des kritischen Wertes $B_{krit} = 0.8$ Verdichterpumpen einsetzt sowie bei Unterschreitung des Wertes der Verdichter stabil arbeitet. Zahlreiche Veröffentlichungen der letzten Jahre weisen den Zusammenhang zwischen der Änderung des druckseitigen Plenums und dem Einfluss auf den *Onset of Surge* nach und können somit den systemischen Ansatz von Greitzer's Theorie untermauern (vgl. Fink [22]). Der Nachteil von Greitzer's Modell ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Systeme, in denen sich die infrastrukturellen Bedingungen, insbesondere die Systemkomponenten, ändern. Durch experimentelle Untersuchungen von Day [18] an einem mehrstufigen Axialverdichter konnte gezeigt werden, dass der kritische B -Faktor kein allgemeingültiger, konstanter Wert, sondern eine vom Verdichter abhängige Variable ist. Darüber hinaus wurde eine Abweichung zwischen der nach Greitzer abgeschätzten Helmholtzfrequenz und den tatsächlich auftretenden Frequenzen im instabilen Verdichterbetrieb gemessen. Erweiterte instationäre Modelle, die das

transiente instabile Verdichterverhalten analytisch berechnen, müssen durch empirische Methoden ebenfalls kalibriert werden ([29]). Der Grund für die beschränkte Anwendbarkeit des B-Faktors liegt nach Ansicht Days [18] in der Definition des B-Parameters selbst. In diesem wird lediglich die Verdichterumfangsgeschwindigkeit berücksichtigt, wodurch die gesamte Verdichtercharakteristik nur unzureichend abgebildet ist.

Ein weiteres Modell zur Beschreibung der Pumpgrenze wurde durch Jungowski [39] entwickelt. Darin wird ein weiterer systemischer Ansatz verwendet, welcher das Ladeluftsystem mittels eines pneumatischen Ersatzmodells approximiert. Das druckseitige Plenum wird jedoch durch ein Rohr ersetzt mit der Annahme, dass die Strömung innerhalb der Rohrkomponente kompressibel ist. Auch bei diesem Ansatz wird die Anforderung an eine Allgemeingültigkeit des Stabilitätskriteriums, unabhängig von den Systemkomponenten, nicht erfüllt.

2.4 Gehäusestrukturen

Anfang der 1950er Jahre wurden erste Patente über Gehäusestrukturierungen zur Erweiterung des Stabilitätsbereiches von Axialverdichtern veröffentlicht. Die hierzu verwendeten Geometrien sind als radial in den Annulus verlaufende Bohrungen oder auch als Honigwabenstrukturen ausgeführt. Die physikalischen Wirkmechanismen, die zu einer Erweiterung des stabilen Kennfeldbereiches führen, konnten bis Mitte der 1970er Jahre wissenschaftlich nicht nachgewiesen werden. In diesem Zeitraum wurde jedoch an weiteren Geometrien, wie beispielsweise perforierten Endwänden, axialen Gehäusenuten und Umfangsnuten geforscht. Durch die breite Datenbasis von experimentellen Untersuchungen von Axial- und Radialverdichtern konnten in den letzten Jahrzehnten physikalische Wirkmechanismen abgeleitet und aerodynamische Maßnahmen erarbeitet werden, welche das Verdichterkennfeld hinsichtlich des Totaldruckverhältnisses, der Stabilitätsgrenze und des Wirkungsgrades positiv beeinflussen. Der wesentliche aerodynamische Einfluss beschränkt sich hierbei auf die Unterdrückung der Ablösemechanismen im gehäusenahen Bereich der Verdichterbeschaufelung. Auf die Maßnahmen zur Änderung der aerodynamischen Ablöseeffekte wird nachfolgend eingegangen.

Funktionsprinzip

Die Beeinflussung von Ablösungen im Verdichter ist durch die Implementierung aktiver und passiver Maßnahmen möglich. Aktive Maßnahmen, wie beispielsweise Inlet Guide Vanes (IGV), beeinflussen die Verdichtercharakteristik durch Änderung der Zuströmbedingungen hinsichtlich einer Erweiterung der Stabilitätsgrenze. Zur Gewährleistung der idealen Zuströmbedingungen zum Verdichter ist das IGV abhängig vom Betriebspunkt des Verdichters einzustellen. Für den Einsatz im Realbetrieb

an einer Verbrennungskraftmaschine sind zusätzliche Regeleinheiten notwendig, wodurch die Implementierung mit weiteren Kosten verbunden ist. Im Gegensatz dazu sind Gehäusestrukturierungen passive Maßnahmen, welche die Aerodynamik des Verdichters ohne zusätzliche Regelung beeinflussen. Die Herstellungskosten sind niedrig und die Applikation in Automobilanwendungen einfach umzusetzen, weshalb der Einsatz von starren Gehäusestrukturierungen in der Serienfertigung in vielfacher Hinsicht zielführend ist.

Das Funktionsprinzip der Gehäusestrukturen basiert auf der Änderung der Aerodynamik im Blattspitzenbereich durch Einblasung eines zusätzlichen Injektionsmassenstromes (engl. *Blow*) im Bereich der Schaufelvorderkante. Dieser Injektionsmassenstrom wird hierzu meist im Inducer, dem axialen Teil des Radialverdichters, abgesaugt (Ejektion, engl. *Bleed*). Abhängig vom Design der Gehäusestruktur unterscheiden sich die axiale Positionierung des Ejektionsquerschnittes und die Strömungsführung innerhalb des Designs. Die am weitesten verbreitete applizierte Gehäusestruktur an Radialverdichtern für Automobilanwendungen stellt das *Ported Shroud*-Design dar (Abbildung 2.3).

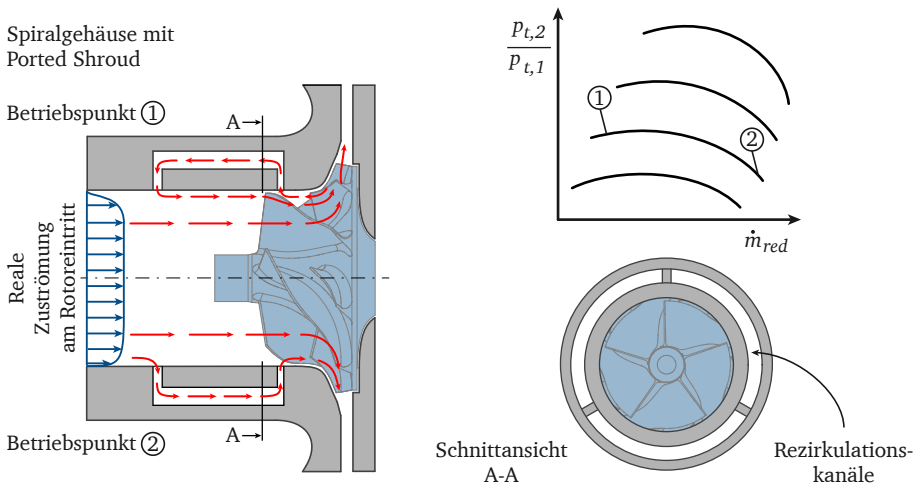


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Funktionsweise von Ported Shroud Geometrien

Diese beeinflusst die Strömung im Schaufelspitzenbereich in Betriebspunkt ① nahe der Stabilitätsgrenze durch Ejektion niederenergetischen Fluides stromab der Rotoreintrittsebene. Durch Rezirkulation und Injektion des Fluides stromauf der Rotoreintrittsebene wird die Zuströmung zum Verdichter positiv beeinflusst. An der

Durchsatzgrenze (Betriebspunkt ②) wird der effektive Eintrittsquerschnitt durch den Strömungskanal der *Ported Shroud* erhöht, wodurch das Verdichterkennfeld in Richtung größerer Massenströme erweitert werden kann. Der Vorteil dieser Strukturen liegt in der breiten Datenbasis und der robusten Funktionsweise. Der Nachteil hingegen besteht in dem für die Rezirkulationskanäle notwendigen Bauraum. In dieser Arbeit werden Gehäusestrukturen in Form axialer Nuten untersucht, deren bisheriges Anwendungsfeld vorwiegend auf Axialverdichter beschränkt ist.

Axiale Nuten

Axialnutkonfigurationen sind umfangsdiskrete Gehäusestrukturen. Zur Realisierung werden in der Literatur vorwiegend Prismen mit rechteckiger Grundfläche in die Gehäusewand oberhalb der Verdichterbeschaufelung eingebracht. In Abbildung 2.4 ist die grundsätzliche Funktionsweise der Axialnuten dargestellt.

Die Kavität der axialen Nuten wird durch das Potentialfeld des rotierenden Laufrades mit einem zeitlich fluktuierenden statischen Druckfeld am Öffnungsquerschnitt beaufschlagt. Durch den in axialer Richtung der Nut wirkenden Druckgradienten liegt die *Bleed-Position* stromab, die *Blow-Position* stromauf der Rotoreintrittsebene.

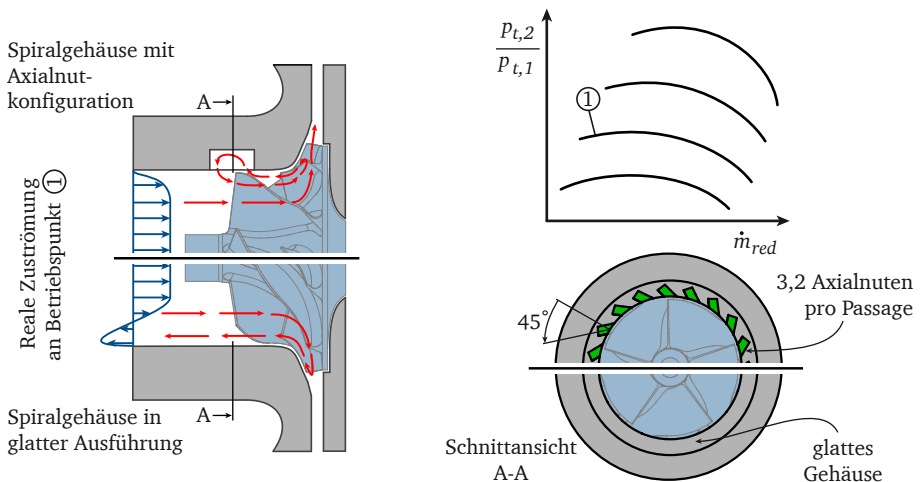


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung von Axialnutkonfigurationen

Auf Basis der Betrachtungen an Axialverdichtern (vgl. Brandstetter [10]) ergeben sich wichtige Auslegungsparameter zur konstruktiven Umsetzung von Axialnutkonfigurationen. Die Nutbreite, wie auch die Nutform beeinflussen die Rezirkulationscharakteristik hinsichtlich der Richtung und Größe des rezirkulierten Impulses.

Darüber hinaus wird durch die axiale Positionierung der Kavitäten relativ zur Schaufelvorderkante der Druckgradient entlang der Axialnut und die Strömung in der Blattspitzenregion beeinflusst. Das Öffnungsverhältnis zwischen offener zur gesamten Umfangsfläche, welche mit der axialen Erstreckung der Axialnuten gebildet wird, wird als Porosität bezeichnet. Diese sollte nach Müller [46] bei ca. 50% liegen. Mittels der Porosität und der Nutbreite kann die Anzahl der Nuten pro Schaufelpassage berechnet werden. In den in der Literatur untersuchten Fällen liegt diese bei ca. vier bis fünf. Ein weiteres Designauslegungskriterium ist die Neigung der Nuten relativ zur Drehachse des Rotors. Hierbei werden die Axialnuten entgegen der Rotordrehrichtung angestellt, um eine optimale Rezirkulationscharakteristik zu erhalten.

Hembera [35] konnte durch eine parametrische Studie von Axialnuten an einem transsonischen Axialverdichter nachweisen, dass der Stabilitätsbereich des Verdichters durch den Einsatz von umfangsdiskreten Gehäusestrukturen erweitert werden kann. Auf Basis numerischer und experimenteller Untersuchungen zeigt Brignole [11] mittels eines optimierten Designs der Axialnuten eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 0.6% im Auslegungspunkt. Darüber hinaus konnte, wie auch in der Studie von Hembera, eine signifikante Erweiterung des stabilen Betriebsbereiches gemessen werden. Die Ergebnisse der Studie legen dar, dass der Einfluss auf den Verdichterwirkungsgrad eine Funktion des in der Kavität rezirkulierten Massenstromes und der Effizienz der internen Rezirkulation ist. Ähnliche stationäre, globale Ergebnisse erzielte Brandstetter in seiner Arbeit durch den Einsatz von Axialnuten. Allen Untersuchungen gemein ist die Erkenntnis, dass die Effektivität der Gehäusestrukturierungen durch eine Reduzierung der Blockagezone hervorgerufen wird. Bei glattem Gehäuse, beziehungsweise der Gehäusewand ohne applizierter Gehäusestruktur, wird der Hauptmassenstrom durch die Rezirkulationszonen zur Nabe hin verschoben, wodurch der Arbeitseintrag des Verdichters reduziert wird. Durch die Gewährleistung homogener Massenverteilung am Rotoreintritt erfolgt eine gleichmäßige aerodynamische Belastung der Schaufeln, was in einem erhöhten Druckaufbau und verbessertem Wirkungsgrad resultiert.

Zusammenfassend kann aus den bisherigen Untersuchungen der Axialnutkonfigurationen gefolgert werden, dass durch Applikation dieser Gehäusestrukturierungen an Axialverdichtern positive Ergebnisse hinsichtlich des Totaldruckaufbaus und der Erweiterung der Stabilitätsgrenze erzielt werden konnten. Darüber hinaus wird der Wirkungsgrad nur moderat beeinflusst. In Bezug auf die Übertragbarkeit der Axialnutkonfigurationen auf Radialverdichter für Automobilanwendungen liegen keine Erkenntnisse vor. Durch den weiten Anwendungsbereich, von subsonischer Strömung im unteren Drehzahlbereich bis zu komplexen Stoßsystemen des transsonischen Betriebsbereiches bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, ist es nicht

möglich, die Effektivität der Axialnuten über den gesamten Arbeitsbereich von Radialverdichtern zu bewerten.

2.5 Pulsierende Verdichteraustrittsrandbedingungen

In Flugtriebwerken und Gasturbinen ist eine Brennkammer verbaut, welche die Totalenthalpie der vorverdichteten Luft erhöht und der Turbine zuführt. Die Randbedingungen der Einzelkomponenten sind, bis auf transiente Lastwechselvorgänge, zeitlich konstant. Abgasturbolader, welche im Verbund einer Verbrennungskraftmaschine verbaut sind, werden durch die periodische Arbeitsweise der Verbrennungskraftmaschine mit Druck- und Massenstromfluktuationen beaufschlagt. Der Einfluss dieser periodischen Verdichteraustrittsrandbedingungen auf das Kennfeldverhalten von Radialverdichtern ist nach aktuellem Stand der Forschung nicht abschließend geklärt.

Herausforderungen

Die Anzahl an wissenschaftlichen Studien zu motorsaugseitigen Einflüssen nahm mit der fortschreitenden Entwicklung von Downsizingkonzepten zu. Insbesondere durch die Reduktion der Zylinderanzahl steigen Druck- und Massenstromfluktuationen in der motorsaugseitigen Verrohrung von Verbrennungskraftmaschinen an. Zwar stellt der konventionelle Verbrennungsmotor für den Radialverdichter des Turboladers eine im zeitlichen Mittel stationäre Drossel dar, die verdichterdruckseitigen Amplituden bei Aufladung von Verbrennungskraftmaschinen mit reduzierter Zylinderanzahl stellen die Turbomaschine jedoch vor neue Herausforderungen. Abbildung 2.5 stellt die Einlassventilöffnungszeiten von Motoren mit drei und vier Zylindern gegenüber. Bei Verbrennungsmotoren mit vier Zylindern überdecken sich die Öffnungszeiten der einzelnen Ventile, wodurch der pneumatische Widerstand bzw. die Drosselcharakteristik des Motors zeitlich schwanken. Bei Aufladung einer drei-Zylinder Verbrennungskraftmaschine überschneiden sich die Ventilöffnungszeiten der Einlassventile nicht mehr bzw. in sehr geringem Maße. Der Eintrittsquerschnitt des Motors wird kurzzeitig komplett verschlossen. Aufgrund dessen erhöhen sich die Amplituden der Druck- und Massenstromfluktuationen, welche als pulsierende Austrittsrandbedingungen auf den Verdichter einwirken.

Stand der Technik

Um die Auswirkungen von pulsierenden Randbedingungen bewerten zu können, eignet sich die Studie von Benson [8] von 1965. Der Verdichterradaußendurchmesser des verwendeten Turboladers liegt bei $d_2 = 76.2\text{mm}$. Die pulsierenden Randbedingungen werden durch eine rotierende Lochscheibe am Austritt des Verdichters aufgeprägt. In der experimentell durchgeführten Arbeit wurde eine

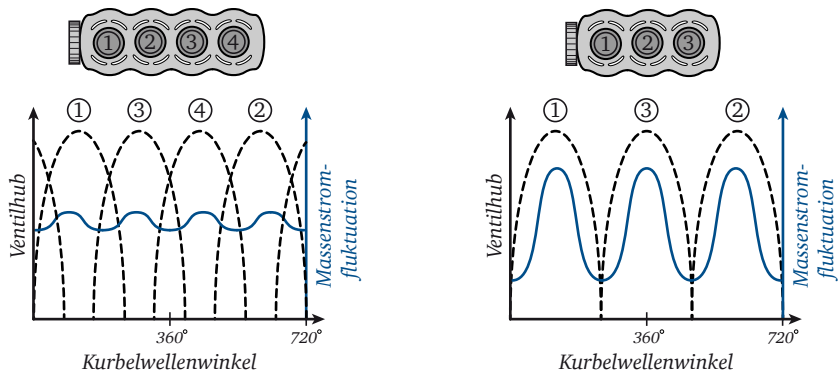


Abbildung 2.5: Darstellung der Ventilöffnungszeiten und Massenstromfluktuationen in der verdichterdruckseitigen Verrohrung für 720° Kurbelwellenwinkel

Umfangsgeschwindigkeit am Verdichteraustritt von $160 \frac{m}{sec}$ betrachtet. Bei den Untersuchungen wurden systematisch Druckamplituden und Frequenz der Anregung variiert. Durch Reduktion des Lochscheibenöffnungsquerschnittes konnte Benson die Druckamplituden erhöhen, welche sich mit steigender Amplitude negativ auf den Totaldruckaufbau auswirken. Darüber hinaus verschiebt sich die Stabilitätsgrenze hierbei signifikant in Richtung größerer Massenströme. Die Studie zeigt darüber hinaus, dass durch Reduktion der Anregungsfrequenz im stabilitätskritischen Kennfeldbereich die Verluste im Totaldruckaufbau zunehmen. Zusammenfassend schließt Benson aus den Messdaten, dass durch eine Reduktion der Anregungsfrequenz und gleichzeitiger Erhöhung der Druckamplituden die Verdichtercharakteristik am stärksten negativ beeinflusst wird. Dies gilt insbesondere hinsichtlich des Totaldruckaufbaus und der Stabilitätsgrenze des Verdichterkennfeldes. Darüber hinaus vermutet Benson, dass der Einfluss instationärer Effekte auf die Stabilitätsgrenze unabhängig vom Ladeluftsystem und dessen Komponenten ist.

Die Veröffentlichungen der letzten Jahre in Bezug auf pulsierende Verdichterrandbedingungen untersuchen vorwiegend den Zusammenhang zwischen den Anregungsparametern Frequenz bzw. Druckamplituden und deren Auswirkungen auf das Verdichterkennfeld hinsichtlich der Stabilitätsgrenze. Die Ergebnisse einzelner Arbeiten sind vollkommen konträr zu den Ergebnissen von Benson. Im Folgenden werden diese zusammengefasst und thematisch geordnet.

Galindo [24], Marelli [42] und Barrera-Medrano [7] [5] [6] konnten in ihren experimentellen Untersuchungen eine Erweiterung des stabilen Kennfeldbereiches unter pulsierenden Randbedingungen im Vergleich zur stationären Kennfelderfas-

sung messen. Galindo und Barrera-Medrano stellen dabei fest, dass im Frequenzband von 40 – 67 Hz die Pumpgrenzerweiterung am stärksten ausgeprägt ist. Diese signifikanten Unterschiede der Ergebnisse zu denen von Benson erfordern eine genauere Betrachtung der Studien. Zwischen den Prüfstandsaufbauten von Benson und denen von Barrera-Medrano und Galindo zeigen sich signifikante Unterschiede in der pneumatischen Verschaltung der Pulsationseinheit.

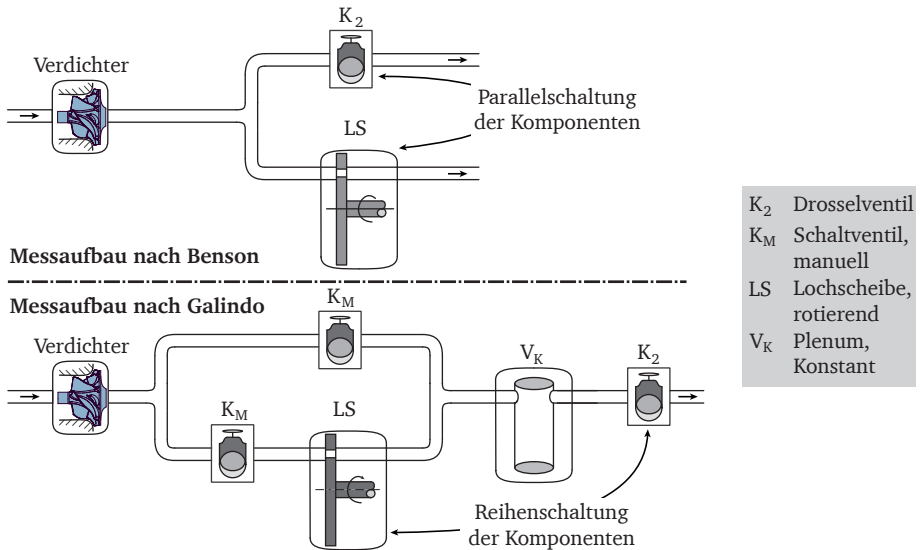


Abbildung 2.6: Vergleich der Prüfstandsaufbauten zur Untersuchung pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen nach Benson [8] und Galindo [24]

In Abbildung 2.6 sind die pneumatischen Schaltbilder der Prüfstandsaufbauten von Benson und Galindo abgebildet. Bei den Messungen nach Benson mit reduzierter Kennfeldbreite aufgrund einer Verschiebung der Stabilitätsgrenze in Richtung größerer, reduzierter Massenströme ist die Pulsationseinheit, eine Lochscheibe, dem stationären Drosselventil parallel geschaltet. Bei den Messungen mit vergrößerter Kennfeldbreite hingegen ist das Drosselventil mit der Pulsationseinheit in Reihe geschaltet. Dies gilt für den Prüfstandsaufbau von Galindo wie dem von Barrera-Medrano. In der Stabilitätsbetrachtung nach Greitzer ist eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze durch Änderung des verdichterdruckseitigen Volumens möglich. Bei Applikation einer Reihenschaltung ist die Verschiebung der Stabilitätsgrenze aufgrund einer verdichterdruckseitigen Reduktion des Volumens nicht auszuschlie-

ßen. Durch den Betrieb der Pulsationseinheit können sich deshalb die systemischen Einflüsse und die Effekte durch pulsierende Verdichteraustrittsrandbedingungen überlagern.

Ein weiterer Effekt, der durch die systematischen Versuche von Barrera-Medrano zwar vermessen, jedoch nicht diskutiert wird [5], ist der Einfluss pulsierender Randbedingungen auf das Verdichter kennfeld. Durch den Einsatz der Pulsationseinheit wurde eine Reduktion des Totaldruckaufbaus über die gesamte Kennfeldbreite vermessen. Die veränderte Verdichter charakteristik weist im stabilen Kennfeldbereich des instationär betriebenen Verdichters kein Überrollverhalten auf, wodurch nicht nur das absolute Totaldruckverhältnis, sondern auch der Kennlinienverlauf verändert wird. Eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze aufgrund einer, durch pulsierende Randbedingungen, veränderten Kennfeldcharakteristik ist demnach ebenfalls in Betracht zu ziehen.

Zusammenfassende Darstellung

Allen der vorgestellten Studien ist die beschreibende Natur der vorwiegend experimentellen Ergebnisse gemeinsam. Aerodynamische, theoretische Ansätze zur Erklärung der Zusammenhänge zwischen pulsierenden Randbedingungen und deren Kennfeldeinflüssen werden nicht erarbeitet. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf reale Anwendungsfälle ist aufgrund des teils hohen Abstraktionsgrades und der pneumatischen Verschaltung der Komponenten der Messaufbauten nicht möglich. Aufgrund der Forschungsergebnisse der letzten Jahre lassen sich folgende offene Fragestellungen bezüglich pulsierender Verdichterrandbedingungen formulieren:

- Welchen Zusammenhang zwischen den Parametern Frequenz bzw. statischen Druckamplituden und der Änderung der Kennfeldcharakteristik gibt es?
- Im stationären Ladeluftsystem hat sich die Betrachtung der Stabilitätsgrenze als systemischer Einflussfaktor des Kennfeldes bewährt. Ist dieser theoretische Ansatz bei pulsierender Beaufschlagung der Verdichterdruckseite noch gültig?

Die diskutierten Forschungsergebnisse zeigen, dass bei der Konstruktion eines Prüfstandes zur Untersuchung pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen ein geringer Abstraktionsgrad zu wählen ist. Dies erhöht zum einen die Möglichkeit der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf reale Anwendungsfälle. Zum anderen werden dadurch bauartbedingte Einflüsse auf die Stabilitätsgrenze vermieden. Ziel einer erweiterten Studie zu den Einflüssen pulsierender Randbedingungen sollte nicht sein, empirische Korrelationen zwischen den Eigenschaften der Anregung und der Stabilitätsgrenze des Verdichters abzuleiten. Die Forschungsergebnisse zeigen vielmehr, dass die Erarbeitung eines allgemeinen physikalischen Verständnisses notwendig ist.

3 Methodiken

In dieser Arbeit werden zur Betrachtung des globalen Verdichterhaltens experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Diese Informationen werden durch numerische Untersuchungen der Verdichteraerodynamik ergänzt. Im Folgenden werden deshalb im ersten Schritt der Prüfstand und die Messmethodiken vorgestellt. Im Fokus hierbei steht die Leistungsfähigkeit, aber auch die Grenzen der stationären wie instationären Messtechniken. Im zweiten Schritt wird das numerische Setup zur Simulation der strömungsphysikalischen Vorgänge innerhalb des Verdichters erläutert. Mittels einer Validierungsstudie werden die stationären und instationären Simulationsergebnisse mit den experimentellen Daten verglichen.

3.1 Prüfstands Aufbau

Der Abgasturboladerprüfstand am Institut Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt ist nach dem sogenannten *Open Loop* Konzept errichtet (Abbildung 3.1). Turbinen- und Verdichterstrang sind hierbei aerodynamisch entkoppelt. Vorteile dieses Aufbaus gegenüber geschlossenen Kreisläufen sind die einfache Steuerungstechnik und die Reduktion der Anzahl von Systemkomponenten zur Vorkonditionierung der Verdichtierzuströmung. Da in dieser Arbeit die Stabilitätsgrenze als eine durch das Ladeluftsystem definierte Stabilitätsgrenze untersucht wird, ist es notwendig, die systemischen Einflussparameter zu reduzieren, wodurch die Vorteile des offenen Konzepts genutzt werden können. Dieser Abstraktionsgrad ermöglicht die spezifische, systemische Betrachtung des Verdichterhaltens. Einflüsse, wie sie beispielsweise beim realen Betrieb unter pulsierend beaufschlagter Radialturbine auftreten, werden nicht berücksichtigt.

Die der Turbine zugeführte Leistung wird durch zwei Systemkomponenten bereitgestellt. Ein Schraubenkompressor mit einer Nennleistung von 90kW liefert einen Massenstrom von $0,3 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$ bei einem Systemdruck von 8bar . Mittels Druckkonditioniereinheiten wird ein Turbineneintrittsdruck von maximal $4,5\text{bar}$ bei einer Amplitude der absoluten Druckschwankungen von bis zu $0,01\text{ bar}$ bereitgestellt. Um ein ausreichendes Enthalpiegefälle über der Turbine zu gewährleisten, steht ein elektrischer Strömungserhitzer mit einer Nennleistung von 240kW zur Verfügung. Die maximale Turbineneintrittstemperatur liegt bei 573K .

Der Saugkorb der Verdichtersaugseite ist im Untergeschoss des Prüfstandsgebäudes montiert, da hier über einen Messtag beziehungsweise über das gesamte Jahr

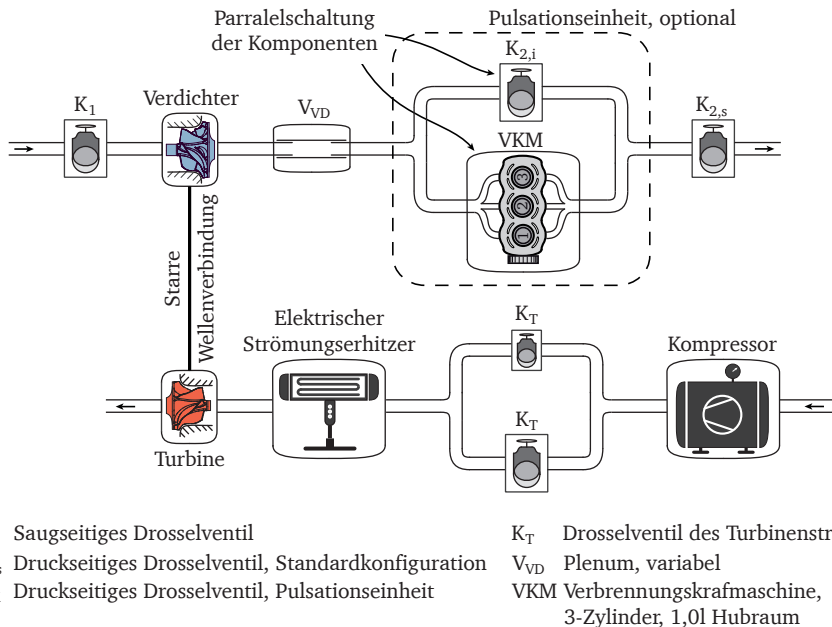


Abbildung 3.1: Übersicht über den experimentellen Messaufbau

hinweg die Eintrittstemperaturen und Umgebungsdrücke näherungsweise konstant sind. Entlang der verdichtersaugseitigen Verrohrung ist in der Prüfstandszelle ein Schieberventil K_1 zur saugseitigen Androsselung verbaut. Auf der Verdichterdruckseite ist ein weiteres Schieberventil $K_{2,s}$ zur verdichterdruckseitigen Drosselung montiert. Stromab der verdichterdruckseitigen Drosselventile fließt die Strömung näherungsweise drucklos und reibungsfrei in die Umgebung ab. Die Lagerung der Turboladerwelle ist als Gleitlager ausgeführt. Zwischen Welle und Gehäuse ist zusätzlich eine Schwimmbuchse verbaut, die mit halber Wellendrehzahl mitrotiert und die Relativgeschwindigkeit zwischen den Lagerkomponenten reduziert. Um den zum verschleißfreien Betrieb notwendigen Schmierfilm gewährleisten zu können, wird die Rumpfguppe durch eine Ölkonditionierung kontinuierlich mit $4 \pm 0.1 \text{ bar}$ bei einer Mediumtemperatur von $90 \pm 0.5 \text{ K}$ versorgt.

Um applikationsnahe Bedingungen im Ladeluftsystem darzustellen, kann die Verdichterdruckseite durch eine Pulsationseinheit erweitert werden (siehe Anhang A). Im Realbetrieb wird der Verdichter durch das Öffnen und Schließen der Motoreinlassventile mit periodischen Druck- und Massenstromschwankungen beaufschlagt.

Die Pulsationseinheit wird funktional in die zwei Hauptkomponenten, Verbrennungskraftmaschine und Bypass, unterteilt. Die Verbrennungskraftmaschine ist ein 3-Zylinder, 1,0l Serienmotor. Der Kolbenmotor wird mittels eines Elektromotors durch eine Zahnriemenverbindung angetrieben. Aufgrund der 1:1 Übersetzung der Zahnriemenscheiben und des maximalen Nenndrehmomentes von 90Nm ist ein Drehzahlbereich des Verbrennungsmotors von $700 \frac{U}{min}$ bis $3000 \frac{U}{min}$ möglich. Der Verbrennungsmotor stellt eine Drossel im verdichterdruckseitigen System dar, deren Drosselkennlinie eine Funktion der Motordrehzahl ist. Um beispielsweise verschiedene Verdichterbetriebspunkte bei gleicher Kurbelwellendrehzahl zu untersuchen, ist es deshalb notwendig, einen Teil des Verdichtermassenstromes über den integrierten Motorbypass und damit der Verdichterdrossel $K_{2,i}$ umzuleiten. Die Pulsationseinheit bietet somit die Möglichkeit, unterschiedliche instationäre wie auch stationäre Randbedingungen bei gleichen Betriebspunkten bereitzustellen. Die Montage der verdichterdruckseitigen Verrohrung gewährleistet eine Anpassung des Bypassmassenstromes ohne Änderung des Volumens des verdichterdruckseitigen Plenums. Für den Fall des Anlagenbetriebes mit Pulsationseinheit wird das Drosselventil $K_{2,s}$ vollständig geöffnet, wodurch der gesamte Rohrquerschnitt am Ventil freigegeben wird und somit kein Druckverlust über das Ventil entsteht. Hierdurch wird eine Reihenschaltung der Drosselkomponenten VKM und $K_{2,s}$ vermieden. Das verdichterdruckseitige Plenum bleibt durch diese Anordnung trotz Änderung der Verschaltung der Komponenten konstant. Einflüsse aufgrund sich ändernder verdichterdruckseitigen Volumina auf die Stabilitätsgrenze können deshalb ausgeschlossen werden.

3.2 Messtechniken

Im Folgenden wird die Messtechnik zur Erfassung des Betriebszustandes des Radialverdichters vorgestellt. Hierbei wird zwischen stationärer und instationärer Messtechnik unterschieden. Zur Erfassung stabiler Zustände der Verdichtercharakteristik wird die stationäre Messtechnik verwendet. Diese zeichnet sich durch eine hohe Messgenauigkeit aus, besitzt jedoch eine geringe Dynamik. Zur Erfassung zeitlich schwankender Phänomene werden instationäre Messtechniken verwendet. Diese finden Anwendung in der Erfassung schwankender Betriebspunkte unter pulsierenden Randbedingungen. Darüber hinaus wird mit Hilfe instationärer Messverfahren die Möglichkeit geschaffen, zeitlich abhängige, aerodynamische Phänomene des Verdichters zu detektieren.

Stationäre Messtechniken

Die stationären Messtechniken zur Erfassung des Verdichterkennfeldes entsprechen den Vorgaben der SAE J1826 [51]. Das Messziel ist die Erfassung des Verdich-

terkennfeldes, beziehungsweise der globalen Kennwerte des Verdichters. Diese Größen sind im Folgenden dargestellt. Hierbei sind die reduzierten Größen für Massenstrom und Drehzahl auf Referenzbedingungen normiert¹. Die Berechnung des isentropen Wirkungsgrades erfolgt unter der Annahme adiabater Bedingungen des Verdichtergehäuses.

$$\text{Totaldruckverhältnis:} \quad \Pi_t = \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} \quad (3.1)$$

$$\text{Reduzierter Massenstrom:} \quad \dot{m}_{red} = \dot{m}_{real} \frac{p_{t,ref}}{p_{t,1}} \sqrt{\frac{T_{t,1}}{T_{t,ref}}} \quad (3.2)$$

$$\text{Reduzierte Drehzahl:} \quad n_{red} = n_{real} \sqrt{\frac{T_{t,ref}}{T_{t,1}}} \quad (3.3)$$

$$\text{Isentroper Wirkungsgrad:} \quad \eta_{is} = \frac{c_p T_{t,1} (\Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{h_{t,2} - h_{t,1}} \quad (3.4)$$

In Abbildung 3.2 sind die Messebenen und die Messgrößen des Prüfstandes dargestellt. Die Totalgrößen in den Messebenen sind nicht direkt messbar und müssen deshalb aus statischen und dynamischen Strömungsanteilen berechnet werden. Stromauf und stromab des Verdichters liegen jeweils eine Messebene zur Erfassung des statischen Druckes und der Temperatur des Mediums. Das Verhältnis des Abstandes zwischen Messebene und Verdichter zum Durchmesser der Messebene beträgt verdichtersaugseitig $\frac{L_{Mess,1}}{D_{Mess,1}} = 4,6$ und verdichterdruckseitig $\frac{L_{Mess,2}}{D_{Mess,2}} = 3$. Stromauf der Eintrittsmessebene ist zusätzlich eine Massenstrommessstrecke montiert, um die für die Berechnungen der Totalgrößen in der Messebene notwendige Information über den dynamischen Strömungsanteil bereitzustellen. Die Massenstromsensorik ist mittels zwei parallel angeordneter Messblenden unterschiedlicher Dimensionen realisiert. Für jeden betriebspunktabhängigen Massenstrom des Verdichters wird zur Gewährleistung geringer Messunsicherheiten zwischen den Messblenden geschaltet. Am Saugkorb des Verdichters werden zusätzlich die relative Feuchte und die Umgebungsgrößen vermessen.

Zur Erfassung des statischen Druckes werden Wanddruckbohrungen verwendet, die jeweils mit einer dem entsprechenden Druckbereich angepassten Druckmessdose des Netscanner 9216 verbunden sind. Die Temperaturerfassung in den Messebenen erfolgt mittels drei in 120° versetzt angeordneten Thermoelementen des Typs K. Zur Gewährleistung niedriger Messunsicherheiten bei der Bestimmung des

¹ $p_{t,ref} = 100.000\text{Pa}$, $T_{t,ref} = 298\text{K}$

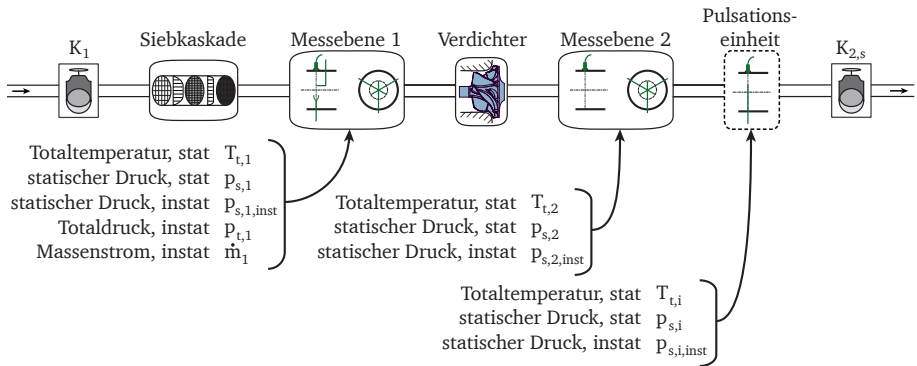


Abbildung 3.2: Übersicht der Messpositionen zur stationären und instationären Kennfelderfassung

Massenstromes wird der Druckverlust über die Messblende mittels des Präzisions-Differenzdrucksensors CPT 6100 der Firma Mensor erfasst.

Instationäre Messtechniken

Durch die Beaufschlagung des Verdichters mit pulsierenden Randbedingungen werden instationäre Messtechniken zur Erfassung des transienten Verdichterbetriebs eingesetzt. Der pulsierende Betriebspunkt kann im Verdichterkennfeld durch instationäre Betriebsschleifen (iBS) dargestellt werden. Diese stellen den zeitlichen Zusammenhang zwischen dem pulsierenden reduzierten Massenstrom und dem statisch-zu-totalen Druckverhältnis dar. Zur Erfassung des instationären, statischen Druckes werden instationäre Drucksensoren wandbündig in den Messebenen verbaut. Eine zeitlich aufgelöste Temperaturerfassung kann aufgrund der hohen Reaktionszeiten der Thermoelemente nicht erfasst werden. Die durch die Verbrennungskraftmaschine vorgegebenen Zeitskalen, welche den transienten Verdichterbetrieb maßgeblich beeinflussen, sind je nach Hersteller und Temperaturmessverfahren um die Größenordnung 10-50 zu gering, um von der Temperaturmesstechnik erfasst zu werden.

Die am komplexesten zu bestimmende Messgröße ist der instationäre Massenstrom, da diese Größe nicht direkt messbar ist und abhängig vom Messverfahren aus mehreren Strömungsgrößen berechnet wird. Das für die Messung der instationären Betriebsschleifen eingesetzte Verfahren basiert auf der empirischen Korrelation zwischen der Geschwindigkeit an einem Punkt des Rohrquerschnittes und dem Massenstrom am gleichen Betriebspunkt des Verdichters. Zur Erfassung der Strö-

mungsgeschwindigkeit wird ein 1D-Hitzdraht verwendet. Zur Kalibration dieses Messprinzips werden die realen Massenströme für mehrere unterschiedliche Betriebspunkte des Verdichters erfasst und als Funktion der Ausgangsspannung des Hitzdrahtes dargestellt. Einflüsse durch die Umgebungs- und Mediumstemperatur auf die CTA-Messtechnik werden korrigiert. Die instationäre Massenstrommesstechnik ist an Messebene 1 positioniert. Die Annahmen, die diesem Messverfahren zu Grunde liegen, sind wie folgt zusammengefasst:

- Die Ansaugbedingungen während eines Messvorganges sind konstant
- Die Widerstandscharakteristiken der einzelnen verdichtersaugseitig applizierten Verlustkomponenten sind konstant
- Die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Messebene ist eine Funktion des realen Massenstromes
- Druck- und Temperaturverteilung innerhalb der Messebene werden durch instationäre Strömungsvorgänge nicht beeinflusst.

Es konnte nachgewiesen werden, dass die turbulente Rohrströmung das Signal-Rausch-Verhältnis des Ausgangssignals in Form weißen Rauschens erheblich beeinflusst. Zur Reduktion des Turbulenzniveaus erfolgt die Applikation einer Siebkaskade stromauf der verdichtersaugseitigen Messebene. Durch diese Maßnahmen ist es möglich, Massenstromfluktuation im stabilen Betriebsbereich des Verdichters zu erfassen. Der Massenstrommesstechnik sind jedoch durch das punktuelle Messverfahren in der Messebene Grenzen gesetzt. Die Darstellung des instationären Massenstromverlaufes im instabilen Kennfeldbereich ist durch die lokale Erfassung einer Geschwindigkeitskomponente in der Messebene nicht möglich. Guillou [33] und Gancedo [28] konnten nachweisen, dass sich in der saugseitigen Messebene im instabilen Verdichterbetrieb eine stark verdrallte Strömung mit positiven, wie auch negativen Geschwindigkeitsvektoren entlang des Durchmessers der Messebene einstellt. Zur Erfassung des instationären Betriebspunktverhaltens im instabilen Kennfeldbereich sind demnach neben dem dreidimensionalen Geschwindigkeitsfeld auch die statischen Strömungseigenschaften in der Messebene zu erfassen. Aus diesem Grund beschränkt sich der Einsatz der instationären Messtechnik nachfolgend auf die Erfassung instationärer Betriebspunkte im stabilen Kennfeldbereich.

Messablauf

Das stationäre Verdichterkennfeld wird nach einem fest vorgegebenen Messablauf gemessen. Für jede Drehzahl werden jeweils zehn Messpunkte von der Stabilitätsgrenze bis zur Drucksatzgrenze in äquidistanten Schritten erfasst. Die Drehzahllinien werden von niedrigen zu hohen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten vermessen.

Die Stabilitätsgrenze wird durch schrittweises Androsseln bis zum instabilen Betrieb des Verdichters ermittelt. Der Betriebspunkt, welcher bei kleinstem reduzierten Massenstrom einen stabilen Betrieb nahe der ermittelten Stabilitätsgrenze ermöglicht, wird als stabilitätskritischer Betriebspunkt definiert.

Um eine Vergleichbarkeit zwischen mehreren Messungen zu gewährleisten, wird ein Beharrungszustand definiert, an dem die Messwerte erfasst werden. Bei Anfahren eines Betriebspunktes ändern sich die Strömungszustände im Verdichter, wie auch in den Messebenen. Hierbei stellen sich neben den Verdichtungsverhältnissen und geförderten Massenströmen die Wärmeströme im Turbolader neu ein. Bis zum Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichtes im Verdichter wie auch in den Messebenen zeigen die Temperaturverläufe in den Messstücken einen asymptotischen Trend auf. Die Beharrung der Zustandsgrößen in den Messstücken wird mit folgendem Kriterium bewertet:

$$\frac{\Phi_{(N+N_S+1)} \cdot N_S}{\sum_{i=N}^{(N+N_S)} \Phi_i} - 1 < 0,2\% \quad \text{mit } N_S = 10 \quad (3.5)$$

Nach Gleichung 3.5 wird die relative Abweichung des aktuellen Samples zum gleitenden Mittel von insgesamt zehn Samples berechnet. Ein Sample Φ besteht aus insgesamt 40 Messwerten. Das Kriterium der Beharrung des Messwertes ist bei Unterschreitung der Abweichung von 0,2% erfüllt.

Die Bestimmung der Betriebsgrenze des Verdichters erfolgt, wie bereits beschrieben, durch die Bewertung des zeitlichen Verlaufes schwankender Messgrößen. Hierzu werden die Amplituden des statischen Austrittsdruckes an der verdichterdruckseitigen Messebene und der Anstieg der Eintrittstemperatur des Verdichters erfasst. Überschreiten die Amplituden dieser Messgrößen die vorgegebenen Grenzwerte, wird der Betriebspunkt als instabil bewertet. Die Grenzwerte entstammen empirischen Voruntersuchungen. Bei Messanordnungen mit großem verdichterdruckseitigen Plenum zeigen die Verdichter, unabhängig des Verdichterraddurchmessers, ein ausgeprägtes instabiles Verhalten. Die Grenzwerte des experimentellen Stabilitätskriteriums werden hierdurch signifikant überschritten, wodurch die Stabilitätsgrenze mit hoher Wiederholgenauigkeit erfasst werden kann.

Der Messablauf mit Verbrennungsmotor unterscheidet sich durch die Art der Androsselung. Zur Ermittlung der Stabilitätsgrenze wird die Kurbelwellendrehzahl schrittweise reduziert, bis der Verdichter die Stabilitätsgrenze überschreitet. Die Definition des Beharrungszustandes und das Stabilitätskriterium ändern sich hierbei nicht.

Datenverarbeitung

Die stationäre Sensorik erfasst zur Bestimmung eines Betriebspunktes Messpunkte mit einer Frequenz von 10Hz über eine Aufnahmedauer von 30sec . Im anschließenden Post-Processing werden für jeden einzelnen Messpunkt die thermodynamische Auswertung zur Bestimmung der Verdichtercharakteristik durchlaufen. Zur Ermittlung eines Betriebspunktes werden die umgerechneten Messgrößen der Messpunkte arithmetisch gemittelt.

Zur Darstellung der instationären Betriebsschleifen eines schwankenden Betriebspunktes wird der zeitliche Zusammenhang des reduzierten Massenstroms und des statischen Druckverhältnisses erfasst. Die transienten Daten aller instationären Sensoriken werden durch ein *DAQ-System* zeitgleich aufgenommen. Die Anregungsfrequenz der iBS ist abhängig von der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine und der Anzahl der Zylinder. Das in dieser Arbeit relevante Frequenzband liegt zwischen $0 - 1000\text{Hz}$ für die untersuchten Betriebsschleifen. Zur Erfassung instabiler Strömungsvorgänge des Verdichters sind Abtastraten von 35kHz notwendig. Hierbei sind die Maximaldrehzahl der untersuchten Verdichter, die Umfangsgeschwindigkeit umlaufender Störungen und Alias-Effekte berücksichtigt. Die Abtastrate der instationären Messkanäle liegt bei 50kHz und erfasst somit alle relevanten Frequenzen.

Zur Erfassung der instationären Betriebsschleifen wird ein Datensatz über eine Dauer von 30sec aufgenommen. Zur Mittelung der Daten wird das Ensemble Mittelungsverfahren angewandt, da das Druck- und Massenstromsignal für 720° Kurbelwellenwinkel periodisch ist. Hierzu wird die Anregungsfrequenz der verdichterdruckseitigen Verrohrung mittels der transienten statischen Wanddrucksensoren gemessen. Die instationären Daten werden in einzelne Samples in der Größe einer Periodendauer des pulsierenden Drucksignals unterteilt. Durch Anwendung der Ensemble Mittelung dieser Samples kann das Signal-Rausch-Verhältnis verbessert werden. Aufgrund von äußeren Einflüssen, wie beispielsweise Drehzahlschwankungen der Pulsationseinheit, tritt zwischen einzelnen Samples eine Phasenverschiebung des erfassten periodischen Signals auf. Dieser Phasenversatz der einzelnen Samples wird mittels einer Kreuzkorrelation ermittelt und korrigiert. Anschließend werden die phasenkorrigierten Samples dem oben genannten Mittelungsverfahren unterzogen.

In den Signalen der instationären Sensorik sind hochfrequente Signalanteile enthalten, welche das physikalische Signal niederfrequenter Strömungsphänomene überlagern. Der Grund dafür liegt einerseits in der Messtechnik selbst, andererseits in aerodynamischen Effekten des Verdichters sowie des Messaufbaus. Um diese Frequenzanteile aus dem digitalen Signal zu eliminieren, wird ein IIR-Butterworth Filter verwendet. Der Vorteil der Verwendung der Butterworth Koeffizienten liegt im flachen Verlauf des Amplitudengangs im Durchgangsbereich. Um den generellen Nachteil von IIR-Filtern, einer Phasenverschiebung des gefilterten Signals, zu

umgehen, wird ein sogenannter *Nullphasenfilter* verwendet. Dabei wird das Signal zweimal, vorwärts und rückwärts, gefiltert, wobei sich die Vorzeichen der Butterworth Koeffizienten ändern. Der Nachteil des erhöhten Berechnungsaufwandes des *Nullphasenfilters* ist bei der Anzahl der am Turboladerprüfstand verwendeten instationären Sensorik nicht relevant.

3.3 Messunsicherheiten

Bei der Bestimmung der Messgrößen eines Systems treten Messfehler auf. Hierbei wird zwischen systematischen und zufälligen Fehlern unterschieden. Als systematische Fehler werden Abweichungen vom wahren Wert bezeichnet, die deterministisch sind. Im Unterschied dazu treten Zufallsfehler durch stochastische Schwankungsgrößen im Messsystem auf. Diese können durch eine hohe Anzahl an Wiederholungsmessungen und unter Anwendung statistischer Methoden quantifiziert werden.

Um den zufälligen Fehler zu quantifizieren, werden die gemittelten Kennfelddaten mehrerer Wiederholungsmessungen verwendet. Die Bestimmung des systematischen Messfehlers ist jedoch weitaus komplexer. Hierbei müssen neben den systematischen Abweichungen der Messkette auch Messfehler aufgrund des Messaufbaus und der Messverfahren berücksichtigt werden. Eine exakte Bestimmung des absoluten Fehlers ist deshalb nur näherungsweise möglich.

Am Radialverdichterprüfstand wurde bereits eine Fehlerrechnung nach der Methodik der Gauss'schen Fehlerfortpflanzung zur Bestimmung des zufälligen Fehlers durchgeführt. Der Vergleich mit einer Studie zur Wiederholgenauigkeit zeigt jedoch, dass die analytische Abschätzung des Wirkungsgradfehlers auf Basis der Unsicherheiten der Messkette den Gesamtfehler unterschätzt. Durch experimentelle Studien zur Erfassung des systematischen Fehlers wird deutlich, dass Messfehler am Abgasturboladerprüfstand nicht nur durch die Messtechnik, sondern auch durch das Messverfahren beeinflusst werden. Um den Einfluss dieser systemischen Messunsicherheit zu reduzieren, wurde mittels mehrerer Versuchsreihen der Einfluss der Einbausituation quantifiziert. Die Vorschriften der SAE J1826 Norm wurden durch einen zusätzlichen Leitfaden zum Einbau der Systemkomponenten und der Messsysteme ergänzt.

Im Folgenden wird explizit auf die Erfassung des zufälligen Fehlers bei der Bestimmung des Verdichterkennfeldes eingegangen. Zur Bestimmung des zufälligen Fehlers des Verdichterkennfeldes sind in Abbildung 3.3 die Ergebnisse von insgesamt fünf Wiederholungsmessungen des Verdichters V1 bei gleichem Messaufbau, jedoch von unterschiedlichen Messtagen dargestellt. Da zwischen den Betriebspunkten des gesamten Verdichterkennfeldes die Strömungszustände in den Messebenen stark variieren, wird zur Darstellung des Einflusses zufälliger Fehler auf die Erfassung des Totaldruckverhältnisses der Variationskoeffizient verwendet (Gleichung 3.6).

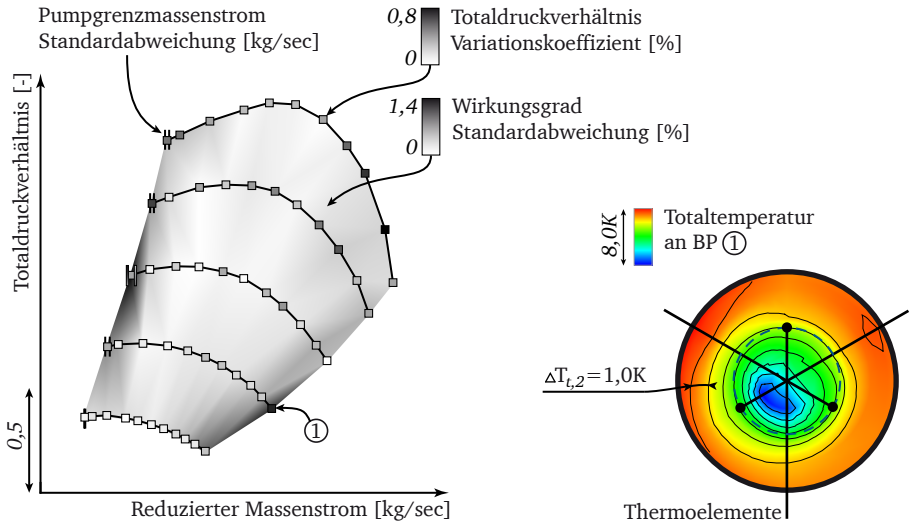


Abbildung 3.3: Darstellung des zufälligen Fehlers in der Bestimmung der Kennfeldgrößen auf Basis von fünf Wiederholungsmessungen

$$Var = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Phi_i - \bar{\Phi}_i)^2}}{\bar{\Phi}_i} \cdot 100 \quad (3.6)$$

Der Variationskoeffizient in der Bestimmung des Totaldruckverhältnisses liegt bei maximal 0,8%, im arithmetischen Mittel aller erfassten Betriebspunkte bei 0,18%. Schwankungen des Variationskoeffizienten zur Erfassung des Totaldruckverhältnisses treten entlang der Drehzahllinien zufällig verteilt auf und nehmen in Richtung höherer Drehzahlen leicht zu. Ein systemischer Einfluss kann anhand der geringen Unterschiede des Variationskoeffizienten jedoch nicht ermittelt werden. In Bezug auf den Wirkungsgrad nehmen die Abweichungen zwischen den Messungen an den Betriebsgrenzen zu. Insbesondere an der Durchsatzgrenze steigt die Standardabweichung des Wirkungsgrades zwischen den Einzelmessungen stark an. Dies liegt an den hohen Temperaturgradienten innerhalb Messebene 2. In Abbildung 3.3 rechts ist das Temperaturfeld des Betriebspunktes ① visualisiert. Die maximalen Temperaturunterschiede innerhalb der Messebene betragen 8K. Da die Thermoelemente nur eine punktuelle Erfassung der Temperatur innerhalb der Messebene ermöglichen und Schwankungen des Temperaturfeldes zwischen Wiederholungsmessungen auftreten, steigt die Messunsicherheit im Bereich der Durchsatzgrenze in Betriebspunkt

① an. Die maximale Standardabweichung bei der Bestimmung der Stabilitätsgrenze liegt bei 4,4% im mittleren Drehzahlbereich. Bei niedrigen und hohen Drehzahlen sind die Abweichungen der Einzelmessungen und damit die Standardabweichung gering.

Da die instationäre Druckmesstechnik in den Messebenen appliziert wird, werden die für jeden stabilen Betriebspunkt gemittelten, instationären Druckdaten mit den Werten der statischen Wanddruckbohrungen kalibriert. Die verwendeten Druckmessdosen zeigen eine hohe Linearität und durch die Kalibration einen zu vernachlässigenden Offset auf. In Bezug auf die Messung des instationären Massenstromes wurde durch Validierungsmessungen nachgewiesen, dass die radiale Einbausituation des Hitzdrahtes und des Pitot Rohres geringen Einfluss auf die Erfassung der instationären Betriebsschleifen ausübt, da die Abweichungen der relativen Geschwindigkeitsfluktuationen entlang des Durchmessers vernachlässigbar sind. Darüber hinaus konnte durch Wiederholungsmessungen eine zu vernachlässigende Abweichung zwischen den instationären Messergebnissen festgestellt werden.

3.4 Numerische Simulation

Die numerischen Simulationen erweitern die experimentellen Daten um die Erkenntnisse bezüglich der Aerodynamik innerhalb des Verdichters und dessen Komponenten. Zum Verständnis der angewandten Methodik werden die numerischen Konfigurationen für stationäre wie instationäre Simulationen erläutert. Abschließend werden die numerischen Ergebnisse mittels der experimentellen Untersuchungen validiert.

Numerisches Setup

Die Diskretisierung der Strömungsdomänen, Einlauf, Verdichterrad und Diffusor, erfolgt mittels des automatischen Vernetzungsprogramms *Ansys TurboGrid* innerhalb der *Ansys Workbench*. Im *Pre-Processing* werden im ersten Schritt die Strömungsgebiete der stationären Simulationen vernetzt (Abbildung 3.4a). Durch *TurboGrid* wird ein strukturiertes Berechnungsgitter von Einlauf bis Diffusoraustritt erzeugt. Eine Hauptschaufelpassage wird mit circa 500.000 Kontrollvolumina aufgelöst. Der numerisch vorgegebene Schaufelspalt entspricht dem experimentell ermittelten Kaltspalt, der im zusammengebauten Zustand des Turboladers bei Raumtemperatur ermittelt wird. Die Auflösung der Spaltströmung erfolgt durch 10 radial verteilte Kontrollvolumen. Numerische Voruntersuchungen zeigen eine niedrige Sensitivität des numerisch ermittelten Kennfeldes in Bezug auf eine feinere Spaltdiskretisierung. Der Wandabstand des ersten Elementes an Nabe und Gehäuse des Verdichterrades wird einem festen Wert von $1e^{(-05)}m$ zugewiesen, was einem y^+ -Wert kleiner 50 entspricht. Die Grenzschicht wird mittels Wandfunktionen aufgelöst. Die Strömungs-

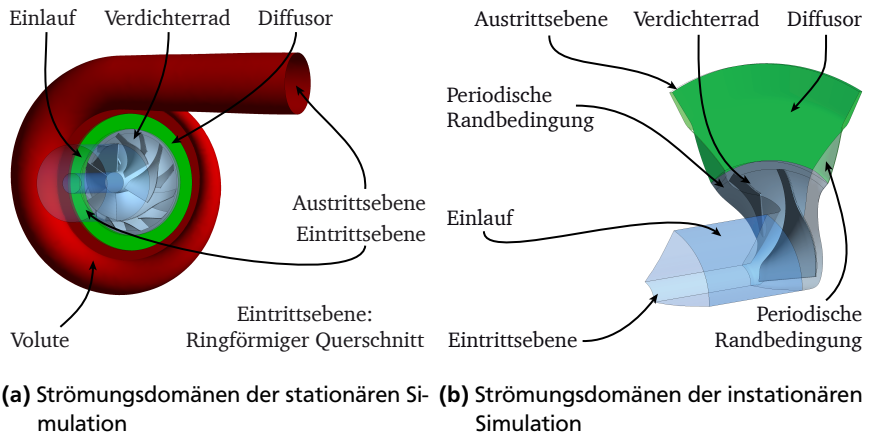


Abbildung 3.4: Darstellung des numerisch untersuchten Strömungsgebietes

geometrie der Volute wird mittels Tetraeder unstrukturiert vernetzt. Durch die stark gekrümmte Strömungsgeometrie der Volute weist das unstrukturierte Gitter Vorteile in der korrekten Abbildung der Geometrieränder, insbesondere der Zunge des Spiralgehäuses, auf. Der Wandabstand der wandnahen Elemente liegt, wie in den strukturiert vernetzten Strömungsgebieten, bei $1e^{-05}m$. Das Aspect Ratio, das Verhältnis der Breite zur Höhe der wandnahen Prismen, wird mit einem Verhältnis von zwei vorgegeben. In Tabelle 3.1 sind weitere Gittereigenschaften dargestellt, welche auf eine ausreichend hohe Netzqualität schließen lassen (siehe [1]). Zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers wurde eine Netzunabhängigkeitsstudie nach Celik und Karatekin [13] für die globalen Verdichtergrößen Totaldruckverhältnis und Wirkungsgrad durchgeführt. Für den untersuchten Verdichter wird auf Basis der theoretischen Betrachtungen von Celik der *Grid Convergence Index* mit einem Wert kleiner 1% berechnet, wodurch der Einfluss der Vernetzung auf das numerische Ergebnis als zu vernachlässigend eingestuft werden kann.

Der relative Abstand zwischen der numerischen Eintrittsebene und dem Rotoreintritt bezogen auf den Verdichtereintrittsdurchmesser beträgt 2. Der Abstand der numerischen Austrittsebene und dem Volutenaustritt bezogen auf den Austrittsdurchmesser der Volute beträgt 3. Ein Einfluss der Positionierung der Ein- und Austrittsebenen konnte anhand einer Sensitivitätsstudie nicht nachgewiesen werden. Zur Beschreibung der Interfaces zwischen Einlauf, Diffusor und dem sich drehenden Verdichterrad wird das sogenannte *Frozen Rotor* Interface von *Ansys CFX* verwendet. Hierbei werden die passagenweise strukturiert vernetzten Bauteile zu einem 360°

Gitter zusammengesetzt. Die Aerodynamik des Verdichterrades wird im rotierenden Relativsystem berechnet. An den Rändern werden die Strömungsgrößen jedoch mit fester Rotorrelativposition zu den stehenden Bauteilen übergeben. Der Vorteil dieser Methodik liegt in der Robustheit der Rechnung und dem vergleichsweise niedrigen Rechenaufwand.

Strömungs- gebiet	Orthogonality Angle Min [°]	Expansion Rate Max [°]	Knotenanzahl in Mio.
Einlauf	20	20	0,9
Verdichterrad	20	20	3
Diffusor	20	20	1,1
Volute	9	71	0,85

Tabelle 3.1: Gittereigenschaften bei stationärer Simulation

Die Simulation der turbulenten Strömung in den Rechengebieten erfolgt anhand den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen. Zur Modellierung der turbulenten Größen wird das SST $k-\omega$ Turbulenzmodell von Menter [45] verwendet. Die SST Modellierung ermöglicht die Verknüpfung der Stärken der $k-\omega$ und $k-\epsilon$ Zweigleichungsmodelle. Der Vorteil des $k-\omega$ Modells liegt unter anderem in der Modellierung der Grenzschicht und der numerischen Stabilität. Die Stärken des $k-\epsilon$ Zweigleichungsmodells liegen hingegen in der Beschreibung der Scherströmung eines Freistrahls und damit in der Modellierung der Hauptströmung des Verdichters. Der Übergang zwischen der Grenzschicht und der Hauptströmung wird durch eine sogenannte *Blending Function*, eine Übergangsfunktion, beschrieben. Schwächen des SST $k-\omega$ Modells liegen in der korrekten Berechnung von Strömungen mit starker Stromlinienkrümmung. Hier bieten sich Mehrgleichungsmodelle, wie beispielsweise das Reynolds-Spannungs-Modell an, welches jedoch eine zu geringe Stabilität bei der Berechnung der Betriebspunkte von Radialverdichtern aufweist.

Die Simulationen werden durch Vorgabe kalorisch idealen Gases und konstanter dynamischer Viskosität durchgeführt. Wärmeströme innerhalb der Strömung aufgrund von Wärmeleitung und -strahlung sowie viskoser Reibung werden durch das *Total Energy Model* berücksichtigt. Darüber hinaus werden die Modelloptionen *SST Reattachment Modification* und *Curvature Correction* zur Optimierung der Zweigleichungsmodelle genutzt. Als Eintrittsrandbedingung für die Simulation wird ein Totaldruck von 1 bar, eine Totaltemperatur von 298K und die turbulente Intensität von 5% vorgegeben. Die turbulente Intensität ist hierbei als das Verhältnis des Effektivwertes der Geschwindigkeitsfluktuationen zum Mittelwert der Geschwindigkeit definiert. Am Austritt wird ein sogenannter *Exit Corrected Mass Flow Rate*, ein auf die

Austrittsbedingungen bezogener Massenstrom, vorgegeben. Der Grund hierfür liegt in der verbesserten Konvergenz der Simulationen. Als Referenzdruck wird hierfür 1 bar und als Referenztemperatur 298 K angegeben.

Um die Konvergenz eines Betriebspunktes bewerten zu können, wird ein numerisches Konvergenzkriterium Φ_σ eingeführt (Gleichung 3.8). Hierbei wird die maximale Differenz zwischen dem Wert einer Strömungsgröße eines Rechenschrittes und dem gleitenden Mittel gebildet. Unterschreitet dieses Maximum einen definierten Wert, wird der simulierte Betriebspunkt als konvergiert definiert.

$$\Phi = \left| X - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |X_i| \right| \quad \text{mit} \quad X = \begin{pmatrix} \Phi_{i-N} \\ \vdots \\ \Phi_i \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

$$\Phi_\sigma = \max_{i \in [N]} \Phi(i) \quad (3.8)$$

Transiente Simulation

Zur Simulation instationärer, aerodynamischer Effekte des Verdichters werden transiente Simulationen mittels des *Unsteady RANS*-Verfahrens an Verdichtern mit und ohne Gehäusestrukturen durchgeführt. Zur Reduktion des Berechnungsaufwandes wird anstelle der Vollkreisrechnung nur eine Schaufelpassage diskretisiert und berechnet. Als Randbedingung der Passagenflanken werden periodische Randbedingungen vorgegeben. Dadurch ist eine korrekte Darstellung von im Verdichterradrelativsystem rotierenden Ablöseerscheinungen wie beispielsweise *Rotating Stall* nicht möglich. Ziel der numerischen Simulationen ist es jedoch, die Wirkmechanismen der Interaktion zwischen Gehäusestruktur und Rezirkulationsgebiet zu erfassen. In den dafür berechneten, stabilen Betriebspunkten werden keine rotierende Ablöseerscheinungen erwartet². Das Spiralgehäuse wird bei transienten Simulationen nicht berücksichtigt, da nur geringe Rückwirkung auf die Aerodynamik im Schaufelspitzenbereich der in dieser Arbeit untersuchten Betriebspunkte erwartet werden.³. Alle weiteren Strömungsdomänen bleiben erhalten und ändern sich in Bezug auf die Gittereigenschaften nicht.

² Instationäre experimentelle Untersuchungen zeigen keine für *Rotating Stall* typische Frequenz und Amplitude in den transient berechneten Betriebspunkten

³ Es wurde numerisch nachgewiesen, dass sich für den Fall des glatten Gehäuses kein umfangsverteiltes Strömungsprofil in Verdichter und Diffusor einstellt. Durch die experimentelle Untersuchung von nicht-äquidistant umfangsverteilten Axialnuten kann der Einfluss der Volute auf die Wirkweise der Gehäusestrukturen ebenfalls als zu vernachlässigend betrachtet werden.

Die Zeitdiskretisierung erfolgt nach dem sogenannten *Second Order Backward Euler Scheme*, einem impliziten Euler Verfahren. Zur Bestimmung der Zeitschrittweite wurde eine Studie zur Erfassung des Einflusses zeitlicher Diskretisierung an Verdichter V1SC durchgeführt. Die Zeitdiskretisierung für Turbomaschinen erfolgt üblicherweise in Form des Rotationswinkels des Verdichterrades. Deshalb werden in der Studie zum Einfluss der Zeitschrittweite auf die numerische Lösung schrittweise die Winkel $1,5^\circ$, 3° und 6° vorgegeben. Der Unterschied der numerischen Ergebnisse hinsichtlich des Totaldruckaufbaus ist kleiner $1,6\%$ und des Wirkungsgrades kleiner 1% . Aus diesem Grund wird die Zeitschrittweite auf Basis des Verdichterrotationswinkels zu 3° vorgegeben. Eine Hauptschauelfpassage wird dadurch mit 21 Zeitschritten aufgelöst.

Zur Darstellung gemittelter Strömungsdaten werden die Simulationsergebnisse über insgesamt zwölf Rotorumdrehungen Ensemble-gemittelt. Das Mittelungsverfahren findet erst dann Anwendung, wenn die Größen für Masse, Impuls und Energie ein periodisches Verhalten aufweisen. Dieses periodische Verhalten stellt sich bei den untersuchten Verdichterkonfigurationen nach circa 50 Verdichterumdrehungen ein.

Validierung der Numerik

Um die Aussagekraft der numerischen Ergebnisse zu bewerten, wird im Folgenden eine Validierungsstudie durchgeführt. Die numerischen, stationären Ergebnisse werden den experimentellen Kennfeldgrößen gegenübergestellt. Im Fokus der Untersuchung steht dabei der Kennlinienverlauf des Totaldruckes, wie auch des Wirkungsgrades. Bei den instationären Simulationen werden neben den globalen Kennfeldgrößen instationäre Messergebnisse als Vergleich hinzugezogen.

Stationäre Kennfelderfassung

Die numerischen Kennfeldergebnisse sind in Abbildung 3.5 den experimentellen Ergebnissen für Verdichter V1SC gegenübergestellt.

Der numerische Kennlinienverlauf aller Drehzahllinien stimmt mit dem experimentell gemessenen Kennfeld überein. Bei mittleren und hohen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten wird der Totaldruckaufbau numerisch unterschätzt. Der Kennlinienverlauf im stabilitätskritischen Kennfeldbereich wird mit hoher Genauigkeit abgebildet. Bei hohen Drehzahllinien werden die Totaldruckverluste im stabilitätskritischen Kennfeldbereich überschätzt. Für Umfangsgeschwindigkeiten größer 100% Nenndrehzahl weisen die Betriebspunkte in der Nähe der Stabilitätsgrenze ein schlechtes Konvergenzverhalten auf, was in Form des erhöhten Variationskoeffizienten der Größen Totaldruckverhältnis und Massenstrom dargestellt ist. Es lässt sich im stabilitätskritischen Kennfeldbereich ein Zusammenhang zwischen geringer Konvergenz und den steigenden Schwankungen des statischen Austrittsdruckes an

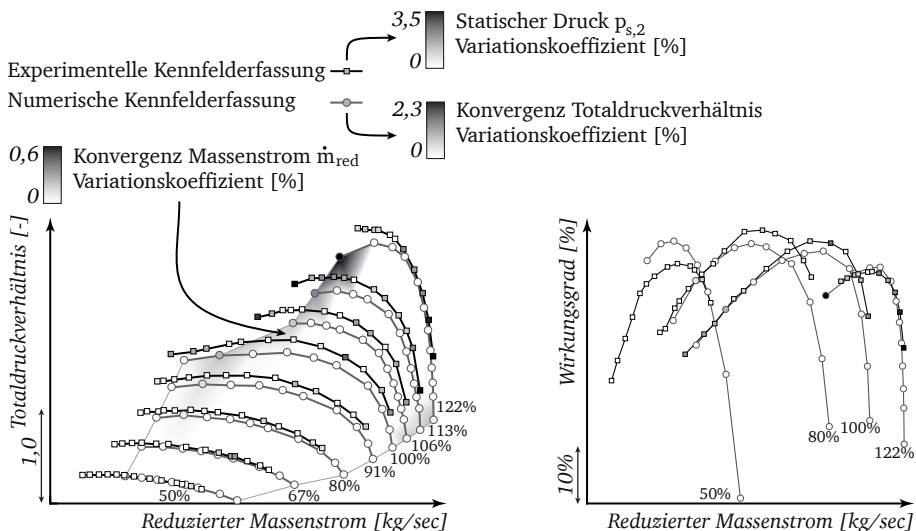


Abbildung 3.5: Gegenüberstellung stationärer numerischer und experimenteller Ergebnisse der Verdichterkonfiguration V1SC

Messebene zwei erkennen, was ein Indiz für instationäre, aerodynamische Effekte in diesem Bereich ist. Für hohe Drehzahlen in der Nähe der Durchsatzgrenze steigen die Variationskoeffizienten des experimentell ermittelten statischen Austrittsdruckes stark an. Die Konvergenz der numerischen Strömungsgrößen nimmt an der Durchsatzgrenze ebenfalls leicht ab. Ein direkter Zusammenhang zwischen den experimentell ermittelten Fluktuationen und der numerischen Konvergenz ist demnach zwar erkennbar. Rückschlüsse auf aerodynamische Effekte können jedoch abschließend nicht gezogen werden.

Bezüglich des Wirkungsgrades zeigen sich Unterschiede im relativen Verlauf der Wirkungsgradlinien wie auch der Absolutgrößen. In den numerischen Ergebnissen fallen die Wirkungsgradmaxima mit zunehmender Verdichterumfangsgeschwindigkeit ab. Im Gegensatz zu den realen Verhältnissen am Prüfstand wird an den Grenzen des Strömungsgebietes eine adiabate Wandtemperatur vorgegeben. Diabate Einflüsse werden deshalb in der numerischen Simulation nicht berücksichtigt. Eine Abnahme der Effizienz des numerisch berechneten Verdichtungsprozesses mit höherer Umfangsgeschwindigkeit und höheren Druckverhältnissen kann zum einen durch größere Verlustmechanismen, wie beispielsweise der Oberflächenreibung, erklärt werden. Zum anderen sinkt im realen thermodynamischen Prozess durch die Sprei-

zung der Isobaren im h - s Diagramm der isentrope Wirkungsgrad. Im realen Prozess nimmt zusätzlich der durch das thermische Potentialgefälle von Turbine zu Verdichter entstehende Wärmestrom Einfluss auf die Effizienz des Verdichters. Nach Nakhjiri [47] ist der Wärmestrom zum Verdichter bei geringen Turboladerdrehzahlen am größten und nimmt, abhängig von der Turbineneintrittstemperatur, mit zunehmender Drehzahl ab. Durch den erhöhten Wärmeeintrag steigt die Austrittstemperatur an, wodurch der Wirkungsgrad der niedrigen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten absinkt. Bei hohen Drehzahlen erreicht das verdichtete Medium Temperaturen, die über dem des Verdichtergehäuses liegen. Dadurch entsteht ein Wärmestrom von der Strömung in Richtung des Gehäuses, weshalb sich der Verdichterwirkungsgrad erhöht. Entlang der Drehzahllinien wird nahe der Stabilitätsgrenze der Absolutwert des Wirkungsgrades getroffen. Der Verlauf in Richtung der Durchsatzgrenze weist jedoch eine größer werdende Diskrepanz zum experimentell bestimmten Wirkungsgrad auf. Ein möglicher Grund hierfür liegt ebenfalls im Temperaturgefälle zwischen Medium und Verdichtergehäuse. Aus den Untersuchungen von Baines [4] kann der höhere Verdichterwirkungsgrad durch ansteigende Wärmeströme bei größer werdender Lieferzahl erklärt werden. In welcher Größenordnung der Wärmestrom den realen Verdichterwirkungsgrad beeinflusst und daraus Unterschiede in den experimentellen und numerischen Ergebnissen resultieren, kann abschließend nicht ermittelt werden. Der numerische Kurvenverlauf kann jedoch anhand dieser Überlegungen als sinnvoll erachtet werden.

Instationäre Kennfelderfassung

Ziel der instationären CFD ist es, die Wirkmechanismen darzustellen, die zu einer Änderung der Aerodynamik des Verdichters durch den Einsatz von Gehäusestrukturen führen. In Abbildung 3.6 sind die transient berechneten numerischen Kennfeldpunkte den experimentellen Kennfelddaten der Verdichter V1SC mit glattem Gehäuse und V1AS1 mit Axialnutkonfiguration gegenübergestellt.

Da in der transienten Simulation das Spiralgehäuse nicht vernetzt und berechnet wird, werden die Druckverluste durch die Volute nicht berücksichtigt. Das erhöhte Totaldruckverhältnis der numerischen Simulation gegenüber den experimentellen Ergebnissen resultiert demnach aus der Definition unterschiedlicher Auswerteebenen. Wie bereits erwähnt, besitzt die Volute auf die Funktionsweise der Gehäusewandkonturierungen einen zu vernachlässigenden Einfluss, weshalb das transiente, numerische Setup ohne Volutegeometrie erzeugt wird. Die numerischen und experimentellen Drehzahlkurven beider Verdichterkonfigurationen zeigen einen ähnlichen Verlauf. Für Verdichter V1SC ist die Steigung der Kennlinie positiv, was durch die numerischen Simulationsergebnisse ebenfalls dargestellt wird. Im Vergleich dazu sind die experimentellen und numerischen Kennliniensteigungen der dargestellten Drehzahlkurven der Konfiguration mit Axialnutkonfiguration negativ.

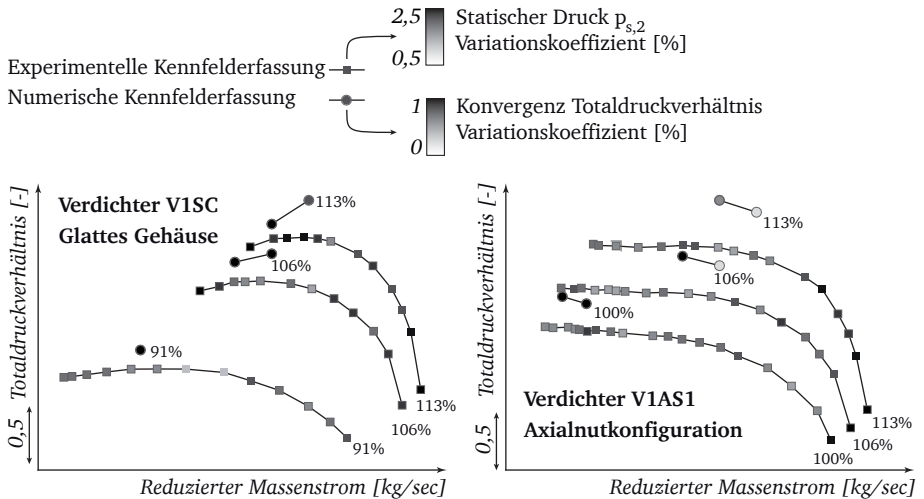


Abbildung 3.6: Gegenüberstellung transienter numerischer und stationärer experimenteller Ergebnisse der Verdichter V1SC und V1AS1

Daraus lässt sich schließen, dass der globale Einfluss der Gehäusestrukturierungen auf die Verdichteraerodynamik korrekt dargestellt wird. Der Wirkungsgradverlauf beider Verdichterkonfigurationen zeigt einen ähnlichen Trend auf. Die Effizienz des Verdichtungsprozesses sinkt durch den Einsatz der Axialnutkonfigurationen.

Zusammenfassend kann anhand der Validierung gezeigt werden, dass die Ergebnisse der stationären CFD belastbar sind. Durch den Vergleich globaler, experimenteller Kennfelddaten mit numerischen, instationären Simulationsergebnissen kann auf eine korrekte Simulation der Wirkmechanismen von Gehäusestrukturen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich geschlossen werden.

4 Gehäusestrukturen

Wie einleitend beschrieben liegen die Ziele der Verdichterentwicklung zukünftiger Antriebstechnologien in der Optimierung des stabilitätskritischen Kennfeldes hinsichtlich des Totaldruckaufbaus und der Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches. In diesem Kapitel werden im ersten Teil die aerodynamischen Eigenschaften der Verdichterkonfiguration mit glattem Gehäuse untersucht. Aus diesen Eigenschaften werden Optimierungsansätze zur Verbesserung des Druckaufbaus in der Nähe der Stabilitätsgrenze abgeleitet. Im zweiten Teil wird die Wirkweise passiver Gehäusewandstrukturierungen untersucht. Der Fokus liegt hierbei auf der Optimierung des Designs und der Positionierung der passiven Gehäusestrukturen relativ zum Verdichterrad. Die Allgemeingültigkeit dieser Designvorgaben wird anhand einer Verdichterradvariation untersucht.

4.1 Betrachtung des glatten Gehäuses

Im Folgenden werden die aerodynamischen Eigenschaften des Verdichters V1SC mit glattem Gehäuse vorgestellt. Das für Automobilanwendungen typische Rezirkulationsgebiet von Radialverdichtern wird dabei im Detail behandelt, da hier das Potential zur Optimierung der Verdichtercharakteristik am größten ist.

4.1.1 Analyse des Verdichterkennfeldes

Zur Betrachtung der Kennfeldeigenschaften von Radialverdichtern wird im Folgenden das Verdichterrad V1SC untersucht. Die Konfiguration V1SC weist die typischen Merkmale eines Verdichters für automobiler Einsatzzwecke auf. Eine wichtige Eigenschaft stellt hierbei die hohe Kennfeldbreite in Verbindung mit dem flachen Kennlinienverlauf im stabilitätskritischen Kennfeldbereich dar. Die positive Kennliniensteigung im stabilitätskritischen Kennfeldbereich nimmt mit zunehmender Verdichterdrehzahl zu, was zu einer ausgeprägteren Überrollcharakteristik führt. Der Drehzahllinienverlauf bei hohen Verdichterumfangsgeschwindigkeiten besitzt eine reduzierte Kennfeldbreite, da die Stabilitätsgrenze hin zu größeren Massenströmen verschoben ist. Das Wirkungsgradmaximum des Verdichters liegt im Bereich der Kennfeldmitte. Zur Stabilitäts- wie auch Durchsatzgrenze hin nehmen die Verluste innerhalb der Verdichterkomponenten zu, wodurch der Verdichtereffizienzgrad abnimmt.

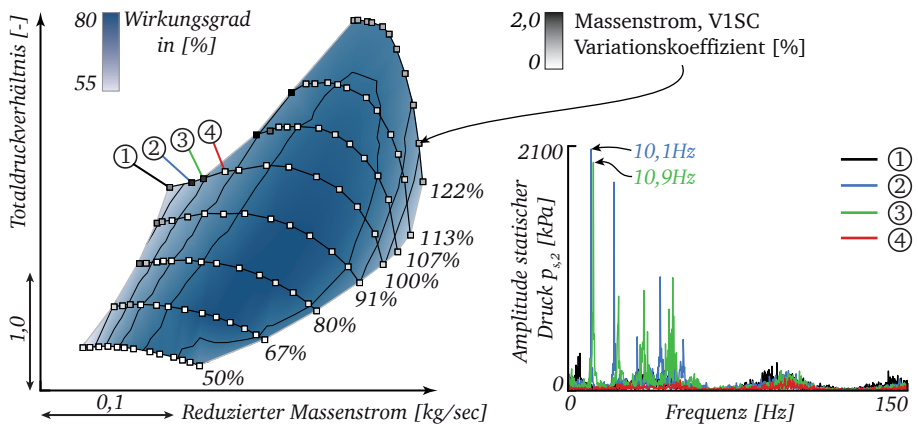


Abbildung 4.1: Stationäre und instationäre Kennfeldeigenschaften der Verdichterkonfiguration V1SC

Zur weiteren Charakterisierung des Überrollverhaltens ist in Abbildung 4.1 zusätzlich der Variationskoeffizient des instationär gemessenen Massenstromes der einzelnen Betriebspunkte visualisiert. Im stabilitätskritischen Kennfeldbereich steigen die Fluktuationen und damit der Variationskoeffizient des Massenstromes an. Das bedeutet, dass im Kennfeldbereich mit erhöhter positiver Steigung der Kennlinie die Fluktuation der darin liegenden Betriebspunkte ebenfalls erhöht ist. Zum besseren Verständnis werden hierzu die Betriebspunkte des Drosselvorganges von ④ nach ① diskutiert. Um zu verdeutlichen, dass der Betriebspunkt nicht nur hinsichtlich des geförderten Massenstromes, sondern auch in Bezug auf das Totaldruckverhältnis schwankt, ist in Abbildung 4.1 das Frequenzspektrum des instationär gemessenen, statischen Austrittsdruckes $p_{s,2}$ dargestellt. Ausgehend von Betriebspunkt ④ nimmt die relative Standardabweichung des Massenstromes in den Betriebspunkten ③ und ② deutlich zu. Die Drucksignale beider Betriebspunkte zeigen deutliche Frequenzanteile im Bereich von 10Hz^1 . Bei weiterer Androsselung zu Betriebspunkt ① nimmt die Kennliniensteigung ab, verbunden mit einem reduzierten Variationskoeffizienten des statischen Austrittsdruckes. Das Frequenzspektrum des statischen Austrittsdruckes zeigt für diesen Betriebspunkt erhöhte Amplituden eines Frequenzbandes bei circa 5Hz . Zwar schwanken die Betriebspunkte in diesem stabilitätskritischen Bereich, die Amplituden sind jedoch zu gering, um die Grenzwerte zur Detektion der Verdichterinstabilität zu überschreiten. Erst bei weiterer Androsselung über den

¹ Wie später gezeigt werden kann, entspricht dies der Eigenfrequenz des Ladeluftsystems.

Betriebspunkt ① hinaus steigen die Schwankungsamplituden stark an, sodass die Grenzwerte zur Detektion der Verdichterinstabilität überschritten werden.

Durch Darstellung der instationären Betriebszustände des Verdichters V1SC wird der Zusammenhang zwischen Kennliniensteigung und den Schwankungsamplituden der Betriebspunkte deutlich. Aus diesen Erkenntnissen kann die Vermutung abgeleitet werden, dass ein weiterer Vorteil einer negativen Kennliniensteigung neben dem erhöhten Totaldruckverhältnis die Reduktion der Betriebspunktschwankungen ist. Dies wiederum ist verbunden mit weiteren positiven Effekten wie beispielsweise der Erhöhung der Lebensdauer der Lagerkomponenten. Im Folgenden werden die Wirkmechanismen untersucht, welche die Überrollcharakteristik des Verdichters V1SC beeinflussen. Aus den Erkenntnissen werden Maßnahmen abgeleitet, um ein erhöhtes Totaldruckverhältnis im stabilitätskritischen Kennfeldbereich zu gewährleisten.

4.1.2 Untersuchung der Verdichteraerodynamik

Zur Untersuchung des Überrollverhaltens der Kennlinien beschränkt sich die folgende Analyse der Aerodynamik auf niedrige und mittlere Verdichterdrehzahlen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Einflüsse auf die Strömung aufgrund von Stoßsystemen im Blattspitzenbereich treten bei diesen Verdichtenumfangsgeschwindigkeiten nicht auf. Um die Wirkmechanismen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich nachvollziehen zu können, wird im ersten Schritt das theoretische Verständnis der Aerodynamik von Axialverdichtern zum tatsächlichen aerodynamischen Strömungsbild des untersuchten Radialverdichters V1SC abgegrenzt.

Im theoretischen Fall nimmt durch Androsselung eines Axialverdichters die Absolutgeschwindigkeitskomponente der Zuströmung an der Rotoreintrittsebene ab. Da die Umfangskomponente der Zuströmung und der Metallwinkel der Schaufel konstant bleiben, verschiebt sich die Inzidenz der relativen Geschwindigkeitskomponenten über die gesamte Schaufelhöhe in Richtung positiver Werte. Dies führt zu einer erhöhten Schaufelbelastung, verbunden mit einer erhöhten Ablöse neigung an der Saugseite der Verdichterbeschaufelung. Durch Ablösestrukturen können stationäre wie auch transiente Sekundärströmungseffekte auftreten. Diese erzeugen Verluste innerhalb der Schaufelpassage und haben damit eine Reduktion des Druckaufbaus zur Folge. Im Detail unterscheiden sich die strömungsmechanischen Vorgänge eines Radialverdichters bei erhöhter Androsselung jedoch stark von diesen theoretischen Annahmen, weshalb im Folgenden die aerodynamischen Eigenschaften der Verdichterkonfiguration V1SC näher durch numerische und analytische Betrachtungen untersucht werden.

Meridionalgeschwindigkeit

Um die Strömung innerhalb des Verdichters V1SC bewerten zu können, sind in Abbildung 4.2 die Meridionalgeschwindigkeiten an den drei unterschiedlichen Betriebspunkten *NS*, *PE* und *CH* aus numerischen Strömungsdaten dargestellt.

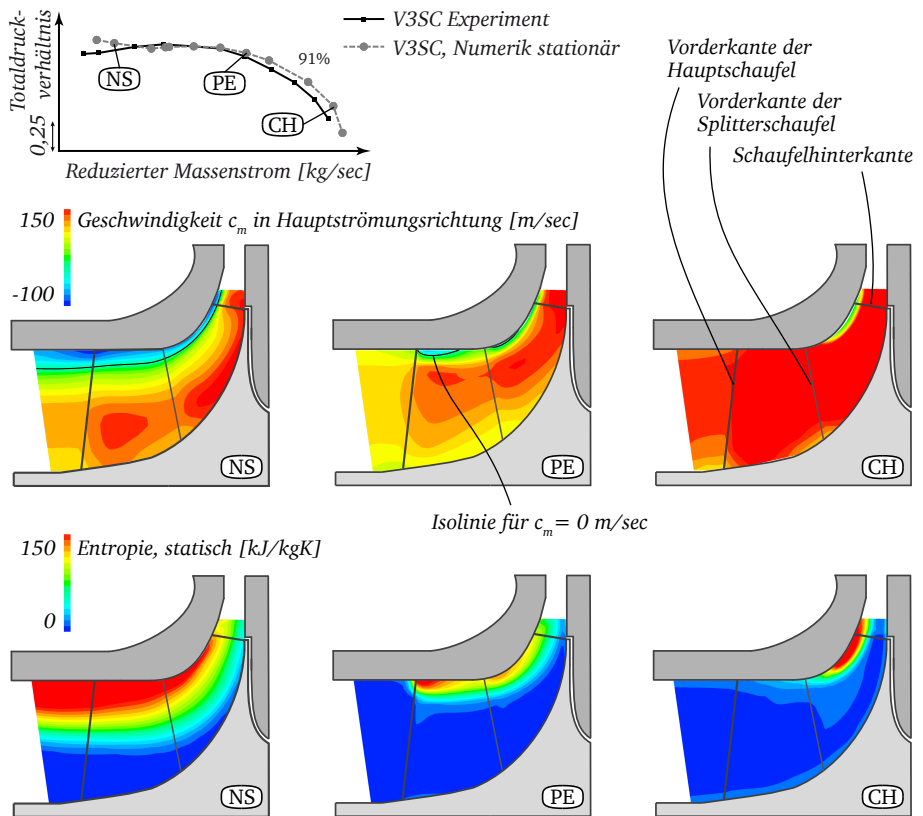


Abbildung 4.2: Betrachtung der Verdichteraerodynamik an unterschiedlichen Betriebspunkten bei 91% Nenndrehzahl des Verdichters V1SC

An der Durchsatzgrenze im Punkt *CH* zeigen die Meridionalgeschwindigkeitsvektoren im wandnahen Bereich in Hauptströmungsrichtung. Die Werte der visualisierten Beträge der Meridionalgeschwindigkeiten sind deshalb im gesamten Strömungsgebiet positiv. Es sind keine signifikanten Ablösestrukturen in den oberen Schaufelschnitten erkennbar. Im Punkt *PE* tritt an der Schaufelvorderkante der

Splitter-Schaufel im gehäusenahen Bereich ein niederenergetisches Strömungsgebiet auf. Die Strömungsvektoren sind in diesem Gebiet entgegen der Hauptströmungsrichtung gerichtet. Durch dieses Blockagegebiet entstehen Scherkräfte mit der Hauptströmung des Verdichters. Die Entropieproduktion steigt in diesem Bereich an. Der Einfluss der Ablösestrukturen auf die Strömung an der Hauptschaufelvorderkante ist im Betriebspunkt *PE* vernachlässigbar. Bei weiterer Androsselung in den Punkt *NS* wächst dieses Blockagegebiet stark an. Der Hauptmassenstrom an der Hauptschaufelvorderkante wird auf niedrigere Schaufelschnitte in Richtung Nabe gedrückt, wodurch die axiale Zuströmung dieser Schaufelschnitte zunimmt. Das Blockagegebiet erstreckt sich im Betriebspunkt *NS* stromauf der Rotoreintrittsebene. Die Verluste zwischen 50% und 100% Schaufelhöhe nehmen durch die Blockagezone und die starken Scherspannungen in diesem Bereich stark zu.

Inzidenz

Zur weiteren Analyse der aerodynamischen Eigenschaften werden die relative Anströmbedingungen der Verdichterhauptschaufeln näher betrachtet. In Abbildung 4.3 ist der Inzidenzverlauf über die Schaufelhöhe für die Betriebspunkte ① bis ⑤ visualisiert. Die Inzidenz der dargestellten Betriebspunkte werden den numerischen Simulationsergebnissen entnommen. In der Abbildung sind zusätzlich die experimentellen den numerisch berechneten Betriebspunkten gegenübergestellt. Hierbei zeigt sich eine hohe Übereinstimmung zwischen beiden verwendeten Methoden bezüglich des Totaldruckverhältnisses und des Wirkungsgradverlaufes. Die radiale Verteilung der numerisch berechneten Inzidenz ist näherungsweise homogen. Im wandnahen Bereich von Nabe und Gehäuse ist diese jedoch aufgrund der Grenzschicht in Richtung positiver Werte verschoben.

Bei Androsselung von Betriebspunkt ⑤ nach ④ verschiebt sich der gesamte Inzidenzverlauf in Richtung positiver Werte, was dem allgemeinen, theoretischen Verständnis der Androsselung eines Axialverdichters entspricht. Durch Erhöhung des Drosselgrades von ④ nach ③ wird der Einfluss der Blockagezone im gehäusenahen Inzidenzverlauf ersichtlich. Der Inzidenzwinkel der Relativgeschwindigkeit im Schaufelspitzenbereich nimmt in diesem Bereich hohe positive Werte an. Die axiale und radiale Ausprägung der Blockagezone wächst von ④ nach ③ so stark an, dass die Strömung am Rotoreintritt gestört ist. Aufgrund der Massenumverteilung stromauf des Verdichtereintritts bleibt der relative Anströmwinkel der mittleren und unteren Schaufelschnitte beider Betriebspunkte trotz erhöhter Androsselung näherungsweise konstant. Durch schrittweise Androsselung von ③ nach ① nimmt die radiale Erstreckung der Blockagezone weiter zu. Am Betriebspunkt ① sind 20% des oberen Schaufelschnittes abgelöst. Die radiale Ausprägung des Blockagegebietes wächst an diesem Punkt so stark an, dass die Schaufelbelastung der unteren Schaufelschnitte signifikant sinkt. Diese aerodynamische Entlastung des Verdichters steigt

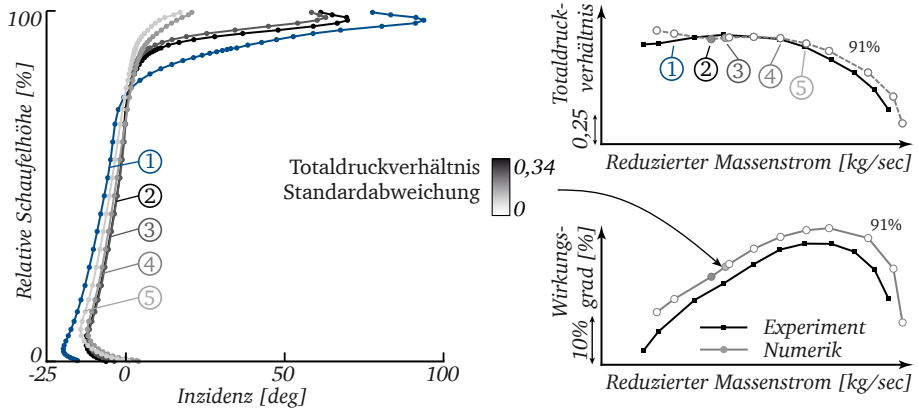


Abbildung 4.3: Inzidenzverlauf für unterschiedliche Betriebspunkte der Konfiguration V15C

mit zunehmendem Drosselgrad weiter an. Für die in dieser Arbeit untersuchten Radialverdichterkonfigurationen mit glattem Gehäuse stellt dies jedoch das typische aerodynamische Strömungsbild dar.

4.2 Berechnung des theoretischen Arbeitseintrages

Wie durch die Betrachtung der Meridionalgeschwindigkeitsverteilung und der Inzidenz am Verdichtereintritt gezeigt werden kann, nimmt die Blockagezone bei ausreichender Ausprägung Einfluss auf die Anströmung der Hauptschaufeln im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Im Folgenden wird ein theoretischer Ansatz entwickelt, der den potentiellen Arbeitseintrag bei idealer Zuströmung zum Radialverdichter berechnet. Auf Basis der numerisch simulierten, realen Anströmung des Verdichters werden die Geschwindigkeitsdreiecke einer idealen Anströmung berechnet. Anhand der berechneten, idealen Anströmung wird das potentielle, maximale Totaldruckverhältnis des Verdichters ermittelt. Mittels dieser Betrachtung kann dargestellt werden, dass sich der Arbeitseintrag des Verdichters aufgrund der veränderten Zuströmung im stabilitätskritischen Kennfeldbereich reduziert.

Durch die verdichtersaugseitige, radiale Verschiebung des Hauptmassenstromes muss im ersten Schritt ein neuer Meridianschnitt berechnet werden, auf der die radial- und umfangsgemittelten Strömungsvorgänge durch die eindimensionale Stromfadentheorie beschrieben werden können. Aufgrund der unterschiedlichen Anströmbedingungen über die gesamte Schaufelhöhe der Hauptschaufel wird die Zuströmung in zwei Bereiche unterteilt (Abbildung 4.4). Das am Arbeitsumsatz

beteiligte Fluid ist als Hauptströmungsbereich definiert. Der Bereich der Blockage hingegen beschreibt den Teil der Zuströmung, der innerhalb der Passage verzögert und umgelenkt wird und entgegen der Hauptströmungsrichtung zurückströmt. Dieses rezirkulierte Fluid nimmt nicht am Arbeitsumsatz teil. Zur Berechnung der radialen Erstreckung des Blockagegebietes wird der Massenstrom von der Gehäusewand in Richtung Nabe integriert. Die Blockagezone ist als die zusammenhängende Ringquerschnittsfläche definiert, an der die auf den Verdichter zuströmenden und zurückströmenden Massenströme identisch sind.

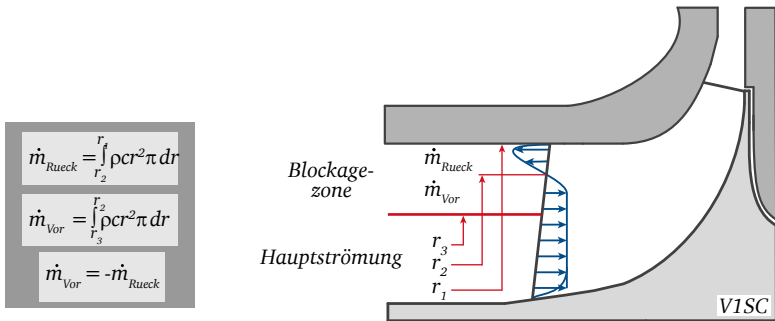


Abbildung 4.4: Definition des Rezirkulationsgebietes und des aktiven Hauptmassenstrombereiches

Im zweiten Schritt werden mittels der numerischen Ergebnisse des V1SC-Verdichters die Geschwindigkeitsdreiecke am Verdichterein- und austritt für die untersuchte Verdichterkonfiguration V1SC ermittelt. Zur Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke des potentiellen Idealfalls, ohne Rezirkulation, wird für jeden Betriebspunkt eine homogene, drallfreie Zuströmung angenommen. Insgesamt drei Effekte müssen bei der Berechnung der idealen Zuströmung in diesem Fall berücksichtigt werden. Die Eintrittstemperatur des Verdichters erhöht sich durch das rezirkulierte Fluid. Der Hauptmassenstrom erfährt eine zusätzliche Umfangsgeschwindigkeitskomponente durch den Impulsaustausch mit der verdrallten, rezirkulierten Strömung. Darüber hinaus erhöht sich die Zuströmgeschwindigkeit der von der Hauptströmung benetzten unteren Schaufelschnitte zusätzlich. Durch die radiale Massenumverteilung aufgrund des reduzierten Eintrittsquerschnittes an der Rotoreintrittsebene nimmt die Strömungsgeschwindigkeit der Hauptströmung zu. Durch diese Effekte verändert sich die reale Zuströmung des Verdichters, welche in der Bestimmung der idealen Geschwindigkeitsdreiecke berücksichtigt werden. Die Berechnung des theoretischen Druckaufbaus erfolgt nach Gleichung 4.1. Hierzu wird auf Basis der Euler'schen Turbinengleichung der theoretische Arbeitseintrag

auf Basis der numerischen erfassten Geschwindigkeitsdreiecke berechnet. Anhand dessen wird der theoretisch mögliche Totaldruckaufbau ermittelt.

$$\Pi = \left(\frac{1}{c_p} \eta \left(\frac{\Delta h_t}{u_2^2} \right) \left(\frac{u_2}{\sqrt{T_{t,1}}} \right)^2 + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.1)$$

Die Bestimmung der Änderung der Totalenthalpie Δh_t erfolgt nach der Eulerschen Hauptgleichung. Die Geschwindigkeitskomponenten am Verdichteraustritt werden zur Bestimmung des potentiellen Totaldruckverhältnisses nicht angepasst. Es wird hierbei die Annahme getroffen, dass die Austrittsströmung trotz veränderter Zuströmung in vernachlässigbarer Größenordnung beeinflusst wird.

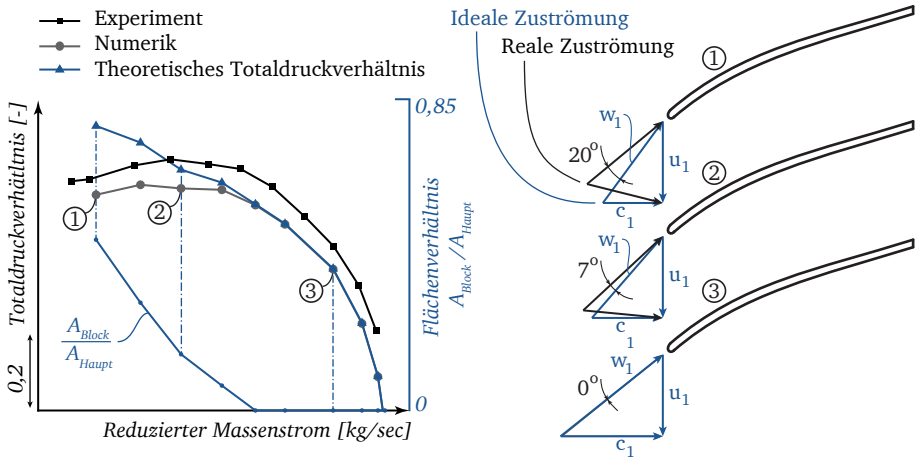


Abbildung 4.5: Darstellung des potentiellen Totaldruckverhältnisses durch Vergleich der Geschwindigkeitsdreiecke

In Abbildung 4.5 sind die gemittelten Geschwindigkeitsdreiecke der Hauptströmung für die Betriebspunkte ① bis ③ jeweils für den Ideal- und Realfall abgebildet. In Betriebspunkt ③ ist die radiale und axiale Ausprägung der Blockagezone noch so gering, dass die Zuströmung an der Rotoreintrittsebene dadurch nicht beeinflusst wird. Die Unterschiede des theoretischen, idealen Geschwindigkeitsdreieckes mit den Geschwindigkeitskomponenten der numerischen, realen Zuströmung sind vernachlässigbar. Das durch die analytische Abschätzung berechnete Totaldruckverhältnis stimmt somit mit den numerischen Ergebnissen überein. Für Betriebspunkt ② unterscheiden sich die Geschwindigkeitsdreiecke idealer und realer Zuströmung

durch die veränderte Absolutgeschwindigkeit c_1 . In diesem Betriebspunkt ist die axiale und radiale Erstreckung der Blockagezone bereits so groß, dass der Eintrittsquerschnitt der Hauptströmung um 10,8% verkleinert ist. Die axiale Komponente der realen Zuströmung ist durch die reduzierte Eintrittsfläche erhöht. Aufgrund der Scherspannungen zwischen der verdrahteten Blockage- und Hauptströmung erhält die Zuströmung eine zusätzliche Umfangskomponente. Dadurch nimmt die Inzidenz ab, verbunden mit einer reduzierten Umlenkung innerhalb des Verdichters. Im Vergleich zum analytisch berechneten, idealen Arbeitseintrag des Betriebspunktes ② ist das Totaldruckverhältnis aufgrund der Blockage um 2,5% reduziert. Bei weiterer Androsselung in den Betriebspunkt ① wächst die radiale und axiale Erstreckung der Blockagezone an der Rotoreintrittsebene signifikant an. Der Anteil der von der Hauptströmung benetzten Querschnittsfläche des Rotoreintritts beträgt nur noch 66,1%. Aufgrund der dadurch erhöhten Absolutgeschwindigkeit der Hauptströmung, der Einbringung eines Vordralls und der steigenden Eintrittstemperatur verändern sich Größe und Richtung der realen Absolutgeschwindigkeitskomponenten zusätzlich. Die Umfangs- und Axialgeschwindigkeitskomponenten der realen Zuströmung nehmen weiter zu, verbunden mit einer reduzierten Inzidenz der Hauptströmung. Im Vergleich zur berechneten, analytischen Abschätzung des idealen Arbeitseintrages in Betriebspunkt ① ist das reale Totaldruckverhältnis um 10,3% reduziert. Mit diesen Erkenntnissen lässt sich folgendes Zwischenergebnis festhalten:

- Es besteht eine direkte Korrelation zwischen der Größe der Blockagebildung und dem reduzierten Totaldruckaufbau der untersuchten Radialverdichterkonfiguration V1SC.
- Der reduzierte Arbeitseintrag im stabilitätskritischen Kennfeldbereich ist durch eine reduzierte Dralländerung des an der Arbeitsumsetzung beteiligten Fluids zu erklären.

Anhand weiterer numerischer Untersuchungen zur Ausprägung der Blockagezone des Verdichters V1SC kann gefolgert werden, dass mit höheren Drehzahlen und niedrigeren reduzierten Massenströmen die Blockagebildung und damit das Überrollverhalten ansteigt, was die analytische Betrachtung des potentiellen Arbeitseintrages weiter stützt. Die Ausbildung der Blockagezone und der damit verbundenen reduzierten Umlenkung der Strömung ist nach den obigen Überlegungen der entscheidende Wirkmechanismus, der das Überrollverhalten des Verdichters V1SC begünstigt. Das eingangs erwähnte Ziel einer Erhöhung des Totaldruckverhältnisses im stabilitätskritischen Kennfeldbereich wird somit durch die Beeinflussung der Blockagezone erreicht. Dabei ist das Blockagegebiet soweit zu reduzieren, dass die Zuströmung zum Verdichter nicht gestört wird.

4.3 Betrachtung der Axialnutkonfiguration

Im Folgenden werden passive Gehäusestrukturierungen in Form von Axialnutkonfigurationen vorgestellt, die der Entstehung einer Blockagezone und der damit einhergehenden Veränderung der Zuströmbedingung des Verdichters entgegenwirken. Hierzu werden im ersten Teil die globalen Eigenschaften der Verdichtercharakteristik mit applizierter, passiver Wandstruktur experimentell ermittelt. Im zweiten Schritt werden die aerodynamischen Eigenschaften der Axialnutkonfiguration betrachtet und deren physikalische Wirkmechanismen abgeleitet, die in Variationsmessungen untersucht werden. Abschließend wird die Allgemeingültigkeit der Wirkungsweise von Axialnutkonfigurationen durch Skalierung der Verdichtergröße und einer Variation der Verdichterradgeometrie nachgewiesen.

4.3.1 Analyse des Verdichterkennfeldes

Die Bestimmung der geometrischen Gestalt und die Positionierung der Axialnuten im Verdichtergehäuse erfolgt schrittweise. Die Dimensionierung der axialen Nut zur Applikation in das vorliegende Radialverdichtergehäuse wird gemäß einer Dimensionsanalyse durch geometrische Skalierung der von Brandstetter [10] vermessenen Axialnut abgeleitet. Als Skalierungsparameter dient das Rotordurchmesserverhältnis am Verdichtereintritt. Aus fertigungstechnischen Gründen erfolgen Anpassungen in der Geometrie der Axialnut. Der Einfluss dieser Änderungen auf die Wirkungsweise der Axialnutekonfiguration wird als zu vernachlässigend betrachtet. Zur axialen Positionierung der Nuten der Konfiguration V1AS1 wird eine axiale Überdeckung des Öffnungsquerschnittes mit der Hauptbeschaufelung des Verdichters von 50% gewählt. Dies entspricht den Erkenntnissen von Danner [17], der für diesen Wert der axialen Überdeckung ein Optimum bezüglich des Totaldruckaufbaus und des Wirkungsgrades erkennen kann. Die Anzahl der Axialnuten wird so gewählt, dass das Öffnungsverhältnis von offener zu geschlossener Fläche einer Hauptschaufelpassage den in der Literatur (vgl. [10], [17]) bekannten Werten entspricht. In der vorliegenden Axialnutkonfiguration V1AS1 werden um den Umfang insgesamt 19 axiale Nuten eingebracht. Hierbei wurde in der Auslegung der Anzahl der eingebrachten Axialnuten berücksichtigt, dass eine mechanische Anregung der Rotorbeschaufelung vermieden wird.

In Abbildung 4.6 ist der Vergleich zwischen den Kennfeldern der Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1 dargestellt. Es zeigt sich, dass für den Kennfeldbereich mit negativer Kennliniensteigung beziehungsweise niedrigem Drosselgrad eine hohe Übereinstimmung im Totaldruckverhältnis beider Konfigurationen zu erkennen ist. Im Kennfeldbereich mit überrollender Kennlinie des Verdichters V1SC wird der

Einfluss der Axialnutkonfiguration deutlich. Das Totaldruckverhältnis nimmt trotz steigendem Drosselgrad in Richtung kleinerer Massenströme kontinuierlich zu. Für mittlere Verdichterumfangsgeschwindigkeiten mit ausgeprägtem Überrollverhalten ist dieser Effekt am deutlichsten erkennbar. Die Stabilitätsgrenze ist für Verdichter V1AS1 für alle Drehzahllinien in Richtung kleinerer reduzierter Massenströme verschoben. Diese Verschiebung der Stabilitätsgrenze ist am deutlichsten für hohe Drehzahllinien erkennbar. Die reduzierten Massenströme der letzten stabilen Betriebspunkte sind für die höchsten drei Kennlinien um circa 33% reduziert. Ein weiterer positiver Effekt liegt in der Schwankungsbreite der Betriebspunkte. Der Variationskoeffizient des Massenstromes der erfassten Betriebspunkte ist über den gesamten stabilen Kennfeldbereich niedrig. Dies bestätigt die zuvor formulierte Annahme, dass die Schwankungsbreite eines Betriebspunktes mit der Steigung der Kennlinie in Zusammenhang steht.

Der Vergleich beider Verdichterkonfigurationen hinsichtlich des Wirkungsgrades zeigt geringe Einbußen bei niedrigen Drehzahlen im stabilitätskritischen Bereich des Verdichters V1AS1. Für die Betriebspunkte maximalen Wirkungsgrades ist der Wert des isentropen Verdichtewirkungsgrades um kleiner 1,5%-Punkte bei applizierter Axialnutkonfiguration reduziert. Ein wirkungsgradneutrales Verhalten der Axialnutkonfiguration, wie durch Brandstetter [10] bei dessen transsonisch arbeitendem Axialverdichter vermessen, kann in dem vorliegenden Fall nicht bestätigt werden.

Um den analytischen Ansatz der Blockagebildung als Wirkmechanismus des Überrollverhaltens für Verdichter V1SC zu untermauern, sind in Abbildung 4.6 rechts die experimentellen Untersuchungen den analytischen Ergebnissen gegenübergestellt. Hierzu wird zum einen die relative Änderung des Totaldruckverhältnisses der Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1 für die Verdichterdrehzahl bei 91% Nenndrehzahl dargestellt. Zum anderen ist die relative Änderung des Totaldruckverhältnisses zwischen der numerisch berechneten, realen Anströmung und der durch die analytische Abschätzung berechneten, idealen Anströmung visualisiert. Erstreckt sich die Blockagezone bis an die Rotoreintrittsebene und reduziert den der Hauptströmung zur Verfügung stehenden Eintrittsquerschnitt, zeigt sich im experimentellen Vergleich der beiden Verdichter V1SC und V1AS1 ein erhöhtes Totaldruckverhältnis durch die Applikation der Axialnutkonfiguration. Dieser Trend wird auch durch die analytische Abschätzung des potentiellen Arbeitseintrages deutlich. Die analytisch berechnete relative Erhöhung des Totaldruckverhältnisses weicht von der experimentell ermittelten relativen Erhöhung des Totaldruckverhältnisses ab. Diese Abweichungen in den Absolutwerten zwischen der analytischen Abschätzung und den experimentellen Daten liegen in den für die Analytik notwendigen Annahmen und Vereinfachungen. Dennoch zeigt der Verlauf deutlich den Wirkzusammenhang zwischen der Blockagebildung des Verdichters V1SC und dem Wirkmechanismus der Axialnutkonfiguration auf.

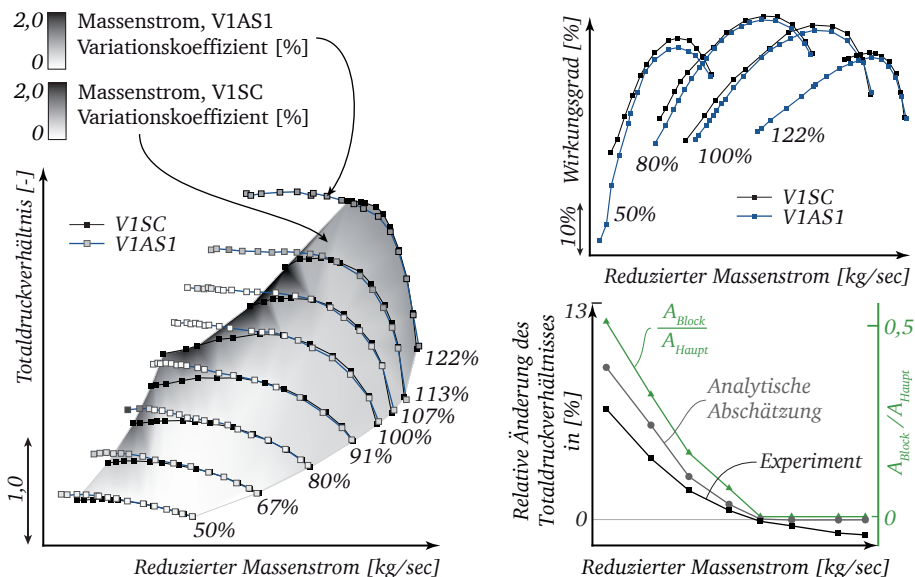


Abbildung 4.6: Vergleich der Verdichter kennfelder V1SC und V1AS1

4.3.2 Untersuchung der Wirkmechanismen

Anhand der globalen Kennfeldbetrachtung kann die Wirksamkeit der umfangsdiskreten Axialnutkonfigurationen dargestellt werden. Zur Erweiterung des Verständnisses der Wirkmechanismen der Gehäusestruktur sind die strömungsphysikalischen Vorgänge innerhalb des Verdichters aufzuzeigen. Hierbei tritt insbesondere die Interaktion der Axialnutkonfiguration mit der Blockagezone an der Rotoreintrittsebene und die daraus resultierenden aerodynamischen Effekte des Verdichters in den Fokus der folgenden Untersuchungen.

Meridionalgeschwindigkeit

In Abbildung 4.7 sind die umfangsgemittelten Meridionalgeschwindigkeiten bei Einsatz der axialen Nuten für zwei Betriebspunkte der Verdichterumfangsgeschwindigkeit bei 91% Nenndrehzahl dargestellt. Diese Betriebspunkte sind so gewählt, dass sich für Verdichter V1SC mit glattem Gehäuse ein ausgeprägtes Blockagegebiet ausbildet, mit signifikanter Beeinträchtigung der Zuströmung.

Wie bereits beschrieben basiert der grundsätzliche Wirkmechanismus der applizierten Gehäusestruktur darauf, dass das rückströmende Fluid in die Kavität aufge-

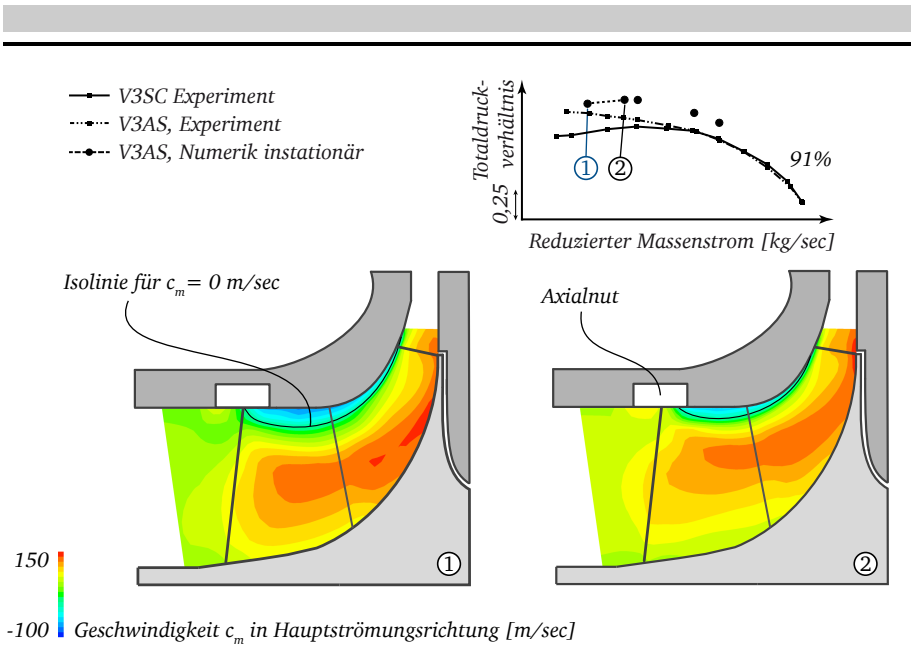


Abbildung 4.7: Meridionale Geschwindigkeitsverteilung der Verdichterkonfiguration V1A51

nommen (*Ejektion*, engl. *Bleed*) und dieses innerhalb der Kavität umgelenkt wird. Durch Ausstoß des Fluids aus der Kavität in Richtung des Verdichters (*Injektion*, engl. *Blow*) werden an der Hauptschaufelvorderkante erhöhte axiale, positive Geschwindigkeitskomponenten erreicht. Im Blattspitzenbereich wird das Blockagegebiet durch Applikation der Gehäusestruktur stromab der Rotoreintrittsebene verschoben. Im Gegensatz zur Konfiguration mit glattem Gehäuse, findet durch den Einsatz der Axialnuten eine geringere Umverteilung des Hauptmassenstromes stromauf des Verdichters statt. Durch die Geometrie der Gehäusestruktur besitzt das ausgestoßene Fluid zusätzlich eine radiale Geschwindigkeitskomponente. Der Interaktionsbereich mit der Hauptströmung beschränkt sich lokal auf die Schaufelspitze. Mit steigendem Drosselgrad verändert sich die Größe der Interaktionszone geringfügig. Innerhalb der Passage vergrößert sich hierbei die radiale Ausdehnung der Blockagezone. Im Bereich der Schaufelvorderkante der *Splitter-Schaufel* wird der Hauptmassenstrom aufgrund der sich vergrößernden Blockagezone auf niedrigere Schaufelschnitte in Richtung Rotornabe verschoben. Ein negativer Einfluss auf das Totaldruckverhältnis kann daraus jedoch nicht abgeleitet werden, weshalb sich die Betrachtung der Wirkmechanismen der Gehäusestrukturen weiterhin auf die aerodynamischen Effekte an der Rotoreintrittsebene beschränkt.

Eine Erhöhung des Totaldruckaufbaus ist nach Kapitel 4.2 dann möglich, wenn der Einfluss der Blockagezone auf die Zuströmung des Verdichters reduziert wird. Anhand der Meridionalgeschwindigkeiten kann gefolgert werden, dass durch den Einsatz der umfangsdiskreten Axialnuten die Massenstromumverteilung am Rotoreintritt im Vergleich zur Konfiguration mit glattem Gehäuse signifikant eingeschränkt wird. Die axiale Ausdehnung der Blockagezone stromauf der Rotoreintrittsebene wird unterbunden.

Inzidenz

Abbildung 4.8 stellt die Inzidenzverteilung über die gesamte Schaufelhöhe im Umfangsmittel für verschiedene Betriebspunkte der Konfiguration V1SC und V1AS1 dar. An Betriebspunkt ④, im Bereich der Kennfeldmitte, ist kein ausgeprägter Unterschied in der Inzidenzverteilung zwischen glattem Gehäuse und der Konfiguration mit Gehäusestruktur erkennbar. Bei Erhöhung des Drosselgrades zu Betriebspunkt ② unterscheidet sich der Verlauf der Inzidenz zwischen Verdichter V1SC und V1AS1 deutlich. Durch die homogene Massenstromverteilung am Rotoreintritt sinkt im Vergleich zu Verdichter V1SC mit glattem Gehäuse die Absolutgeschwindigkeitskomponente der Anströmung des Verdichters V1AS1. Dadurch verschiebt sich der gesamte Verlauf des relativen Anströmwinkels des Verdichters bei Androsselung in Richtung positiver Werte. Bei 90% Schaufelhöhe ist die Inzidenz durch den von den axialen Nuten injizierten Massenstrom reduziert. Mit weiterer Androsselung des Verdichters in den Betriebspunkt ① verschiebt sich die gesamte Inzidenz weiter in Richtung positiver Werte, was dem aerodynamischen Verhalten von Axialverdichtern im stabilitätskritischen Kennfeldbereich ähnlich ist.

An den Betriebspunkten ① und ② zeigen sich zwischen der Konfiguration mit glattem Gehäuse und Gehäusestruktur deutliche Unterschiede in der Verdichter-aerodynamik. Für beide Konfigurationen stimmen die reduzierten Massenströme zwar global überein, die lokale aerodynamische Anströmsituation der einzelnen Schaufelschnitte unterscheidet sich jedoch signifikant. Für Verdichter V1SC werden mit zunehmendem Drosselgrad die vom Hauptmassenstrom durchströmten Schaufelschnitte entlastet. Im Gegensatz dazu verschiebt sich bei Applikation der axialen Nuten die Inzidenz bei erhöhter Androsselung über die gesamte Schaufelhöhe in Richtung positiver Werte. Dadurch steigt zum einen die Schaufelbelastung, zum anderen erhöht sich die Ablöse neigung mit zunehmender Androsselung. Anhand der numerischen Untersuchungen wird deutlich, dass eine signifikant unterschiedliche Aerodynamik an der Rotoreintrittsebene im stabilitätskritischen Bereich beider Verdichterkonfigurationen vorliegt. Anhand des theoretischen, aerodynamischen Verständnisses über den *Onset of Surge* von Axialverdichtern kann die Verschiebung der Stabilitätsgrenze der Konfiguration mit Axialnut gegenüber der Konfiguration

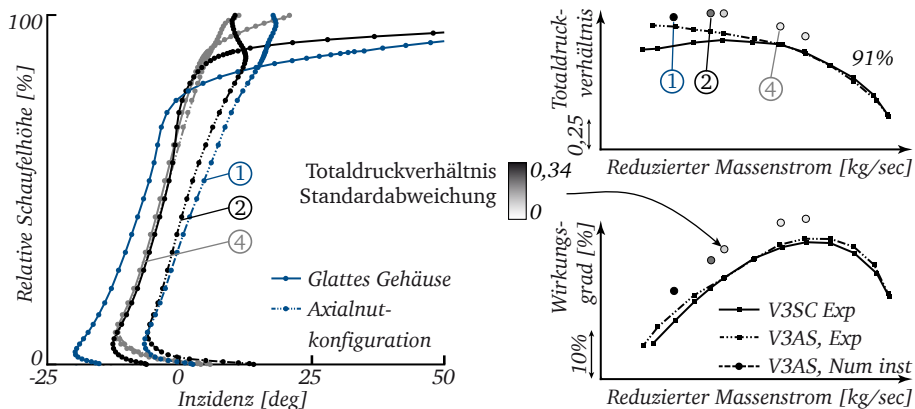


Abbildung 4.8: Vergleich der Inzidenz zwischen den Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1

mit glattem Gehäuse nicht erklärt werden. Hierzu ist eine systemische Betrachtung notwendig, welche in Kapitel 5 vorgestellt wird.

Druck- und Massenstrombilanz der Axialnutkonfiguration

Durch die umfangsgemittelten Daten kann nachgewiesen werden, dass durch den Einsatz der axialen Nuten das Blockagegebiet stromab der Rotoreintrittsebene verschoben wird. Zusätzlich wird deutlich, dass sich die Anströmsituation über die gesamte Schaufelhöhe verändert. Zur Bewertung des Funktionsprinzips der Gehäusestruktur, der In- und Ejektion niederenergetischen Fluids, werden in Abbildung 4.9 mehrere Zeitschritte der numerischen Simulation dargestellt. Diese visualisieren die transienten Strömungsvorgänge für eine Rotordrehung von insgesamt 60° . Hierzu sind neben dem statischen Druckfeld zusätzlich die Geschwindigkeiten c_n in Normalenrichtung des Öffnungsquerschnittes der Axialnut visualisiert. Der Betrag der Geschwindigkeitsvektoren, die radial in Richtung der Kavität zeigen, sind mit negativem Vorzeichen dargestellt. Zur Bewertung der statischen Druckverteilung unterhalb der Kavität der Axialnut ist diese für 97% Schaufelhöhe visualisiert.

In den Zeitschritten 1 bis 9 durchläuft die Schaufel den Öffnungsquerschnitt der Gehäusestruktur. Bei diesen Rotorrelativpositionen entsteht ein Druckgradient in axialer Richtung unterhalb der Kavität aufgrund des Druckverlaufes innerhalb der Rotorpassage. Der Flächenanteil wie auch der Betrag der Geschwindigkeiten der von der Kavität in Richtung des Verdichters injektierten Strömung erreicht für diese Rotorrelativpositionen das Maximum. Für die Zeitschritte 9 bis 18 steigt das

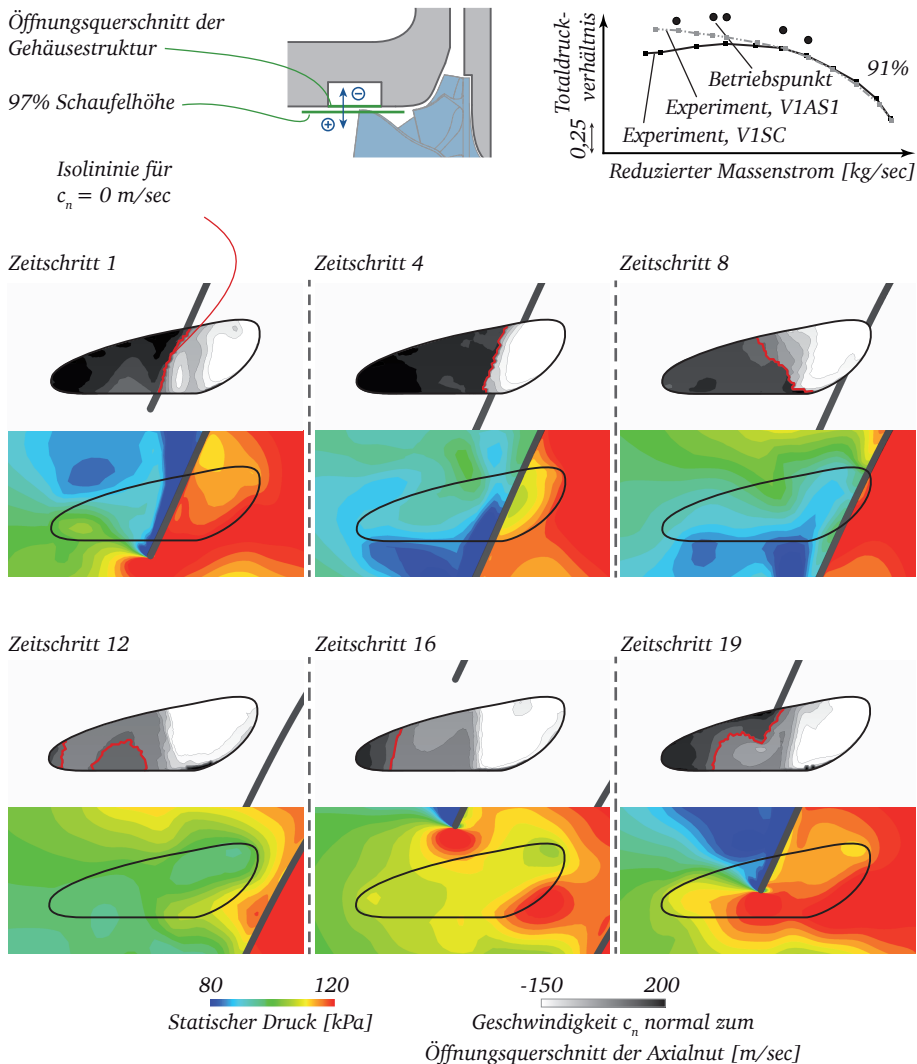


Abbildung 4.9: Transienter Verlauf der Strömungszustände unterhalb der Axialnut für Verdichter V1A51

statische Druckniveau wie auch die Homogenität der Druckverteilung an. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Amplituden der negativen Geschwindigkeitsvektoren

am Eintritt der axialen Nut ebenfalls zunehmen. Der Flächeninhalt, wie auch der Betrag, der injizierten Strömung sind bei diesen Rotorrelativpositionen gering. Die Strömung wird in diesen Zeitschritten innerhalb der Kavität umgelenkt und nur eine geringe Masse in Richtung des Verdichters injiziert.

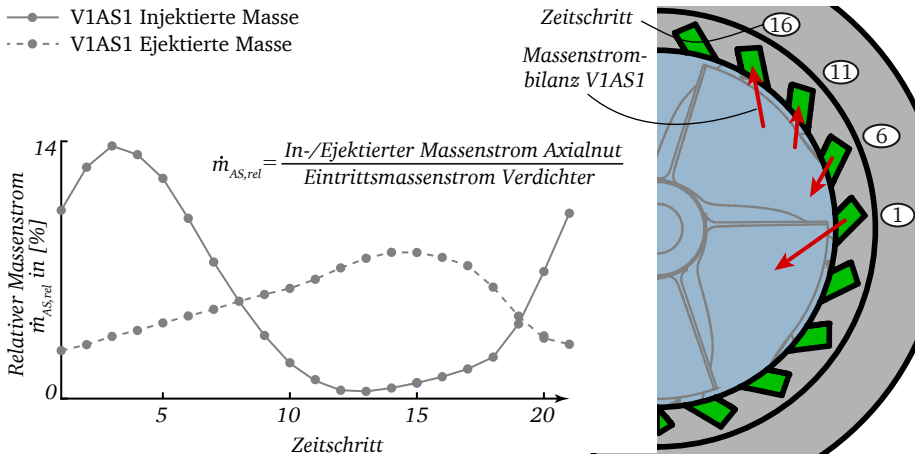


Abbildung 4.10: Darstellung des relativen In- und Ejektionsmassenstromes einer Axialnutkavität der Verdichterkonfiguration V1AS1

Der Verlauf des Ein- und Austrittsmassenstromes einer Axialnutkavität ist in Abbildung 4.10 dargestellt. In den Zeitschritten 1 bis 6 wird das Amplitudenmaximum des Austrittsmassenstromes erreicht. Der Eintrittsmassenstrom hingegen ist minimal. Für diese Zeitschritte durchreitet die Schaufel den Öffnungsquerschnitt der Kavität. Der axiale Druckgradient ist, wie bereits beschrieben, für diese Rotorrelativpositionen ebenfalls am größten. In den weiteren Zeitschritten fällt der Austrittsmassenstrom stark ab. Der Eintrittsmassenstrom in die Kavität hingegen nimmt bis zu Zeitschritt 14 kontinuierlich zu. Für diese Rotorrelativpositionen nimmt der Einfluss der Schaufelbelastung auf die Druckverteilung am Öffnungsquerschnitt der Kavität ab. Der Eintritt der Verdichterschaukel verbunden mit der Ausbildung starker Druckgradienten am Öffnungsquerschnitt der Kavität wirkt sich somit unmittelbar auf den Rezirkulationsmassenstrom der Kavität aus.

Nach Christou [14] liegt der Grund für die positive Eigenschaften von Gehäusestrukturierungen in der Absaugung des niederenergetischen Fluids der Blockagezone. Der in Abbildung 4.10 dargestellte zeitliche Verlauf des Ein- und Austrittsmassenstromes zeigt eine schwankende, aber dennoch kontinuierliche Einsaugung auf. Die Schwankungsamplitude des Austrittsmassenstroms ist im Gegensatz zum Eintritts-

massenstrom größer. Im zeitlichen Mittel heben sich die numerisch berechneten Eintritts- und Austrittsmassenströme der Axialnut auf.

Bewertung der Wirkmechanismen

Der Wirkmechanismus der umfangsdiskreten Gehäusestrukturen beruht auf der Beschleunigung des niederenergetischen Fluids der Blockagezone. Zur Befüllung der Kavität der axialen Nuten werden die Fluidpartikel in diese ab- und innerhalb der Kavität der Axialnut umgelenkt, sodass das Fluid in Richtung der Hauptströmungsrichtung beschleunigt wird. Im gehäusefesten System wirkt im Radialsplatt auf ein Fluidpartikel eine Volumenkraft in Form der Zentrifugalkraft. Diesem wirkt eine Druckkraft aufgrund eines radialen Druckgradienten im Schaufelsplatt entgegen, wodurch sich die Stromlinie entlang der Gehäusekontur krümmt. Durch Applikation von axialen Nuten in der Gehäusewand wird dieses Kräftegleichgewicht unterbrochen. Durch die Kraftkomponente der Zentrifugalkraft findet sich ein Erklärungsansatz, der die Umlenkung des niederenergetischen Fluides und damit den stetigen Befüllvorgang der Kavität beschreibt. Zum Verständnis des pulsierenden Injektionsmassenstromes ist die Betrachtung der an der Axialnut wirkenden Druckkräfte notwendig.

Neben den Volumenkräften treten am Öffnungsquerschnitt aufgrund des rotierenden Laufrades zeitlich abhängige Druckschwankungen auf. Diese weisen durch die schmale Geometrie der Nut und der Druckverteilung des rotierenden Feldes einen Druckgradienten in vorwiegend axialer Richtung auf. Das in die Kavität einströmende Fluid wird durch die Geometrie der Axialnut umgelenkt, wodurch innerhalb der Kavität ein statisches Druckfeld erzeugt wird. Abhängig von der statischen Druckdifferenz zwischen dem Druckfeld innerhalb der Kavität und der Druckverteilung am Öffnungsquerschnitt wird das Fluid wiederum in Richtung des Verdichters beschleunigt. Dieser Austrittsmassenstrom wirkt der Blockage entgegen und trägt somit zusätzlich zur Verschiebung der Rezirkulationszone stromab der Eintrittsebene bei.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass durch den Einsatz der Gehäusestruktur das Überrollen der Verdichtercharakteristik vermieden werden kann. Dies wird durch die Verschiebung der Blockagezone stromab der Rotoreintrittsebene gewährleistet. Die räumliche Ausdehnung der Blockagezone wird durch den *Bleed und Blow*-Mechanismus der Axialnutkonfiguration beeinflusst. Der *Bleed und Blow*-Mechanismus selbst ist vom zeitlichen Verlauf des In- und Ejektionsmassenstromes abhängig. Dieser wiederum ist an das unter dem Öffnungsquerschnitt der Kavität rotierende, statische Druckfeld gekoppelt.

4.3.3 Variation der Wirkmechanismen

Um das Verständnis in Bezug auf die Wirkmechanismen zu vertiefen, werden im Folgenden zwei Variationsstudien vorgestellt. Im ersten Schritt wird das rotierende Druckfeld unterhalb des Öffnungsquerschnittes der Axialnut verändert. Hierbei wird der Einfluss des Druckfeldes auf den *Bleed und Blow*-Mechanismus untersucht. Im zweiten Schritt wird der Rezirkulationsmassenstrom der Gehäusestruktur systematisch variiert. Dadurch wird der Zusammenhang zwischen dem Rezirkulationsmassenstrom der Nuten und der Erhöhung des Totaldruckverhältnisses des Verdichters deutlich.

Variation des Druckfeldes

Die Untersuchungen von Danner [17] und Brignole [11] zeigen, dass eine Verschiebung der Gehäusestruktur von 50% Überdeckung stromab zu 75% axialer Überdeckung zu Einbußen im Totaldruckaufbau und Wirkungsgrad eines transsonischen Axialverdichters führen. Eine axiale Verschiebung der Axialnutkonfiguration stromauf zu 25% axialer Überdeckung hingegen weisen im Vergleich zur Konfiguration mit 50% Überdeckung eine ähnliche Erhöhung des Totaldruckaufbaus mit einem Anstieg des Wirkungsgrades auf. Auf Grundlage dieser Erkenntnisse wird im Folgenden die Variation des Druckfeldes anhand der axialen Verschiebung der Axialnutkonfiguration zu 25% Überdeckung (V1AS2) vorgenommen. Die Verdichtergeometrie und die geometrische Gestalt der Nut bleiben konstant.

In Abbildung 4.11 ist der Vergleich der experimentellen Daten zwischen der Konfiguration V1AS1 und V1AS2 dargestellt. Über den gesamten Kennfeldbereich zeigt sich eine hohe Übereinstimmung in Bezug auf das Totaldruckverhältnis beider Verdichterkonfigurationen. Im Bereich der Stabilitätsgrenze zeigt der Verdichter V1AS2 jedoch für mittlere und hohe Rotordrehzahlen einen reduzierten Arbeitseintrag. Für Betriebspunkte, welche im Fall der glatten Gehäusekonfiguration eine sich bis zur Schaufelvorderkante ausgeprägte Blockagezone aufweisen, ist der Totaldruckaufbau für beide Gehäusestrukturen erhöht. Für mittlere und hohe Drehzahlen ist die Stabilitätsgrenze der Verdichterkonfiguration V1AS2 im Vergleich zu V1AS1 deutlich in Richtung größerer Massenströme verschoben. Beide Verdichterkonfigurationen weisen, unabhängig der Axialpositionen der Nuten, einen nahezu identischen Verlauf des Wirkungsgrades auf. Die Unterschiede der Absolutwerte der Wirkungsgrade liegen im Bereich der Messgenauigkeit. Die Konfiguration V1AS2 weist einen höheren Variationskoeffizienten des reduzierten Massenstromes im stabilitätskritischen Kennfeldbereich auf als Verdichter V1AS1. Auch hier zeigt sich wiederum ein Zusammenhang zwischen einer erhöhten positiven Kennliniensteigung und dem Anstieg der Fluktuationen der Betriebspunkte an der Stabilitätsgrenze.

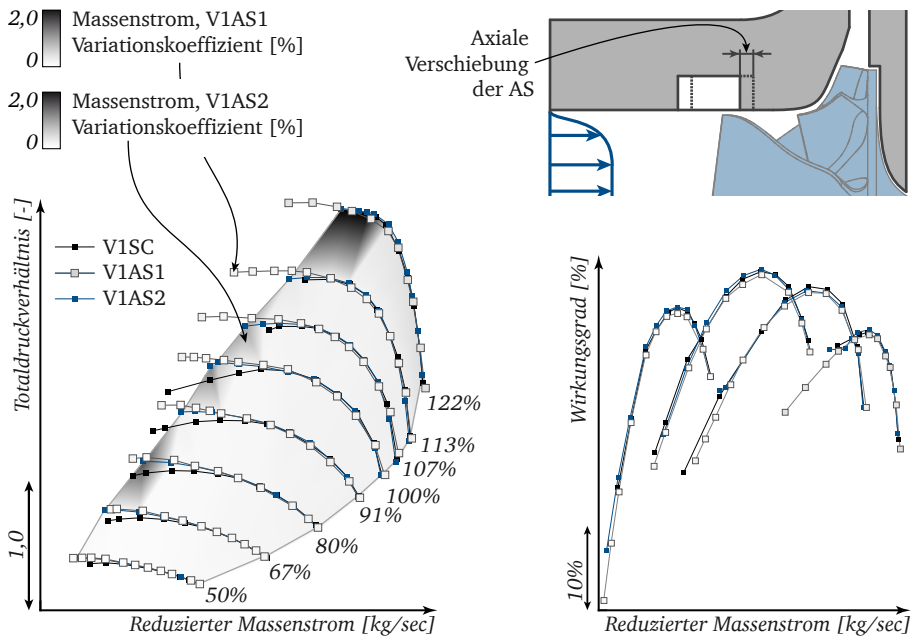


Abbildung 4.11: Vergleich der Kennfelddaten zwischen V1AS1 und V1AS2

Auf Basis der globalen Kennfelddaten kann geschlossen werden, dass der Wirkmechanismus der V1AS2-Konfiguration im Vergleich zu V1AS1 einen reduzierten Einfluss auf die Kennfeldcharakteristik im stabilitätskritischen Kennfeldbereich aufweist. In Abbildung 4.12 ist die Verteilung der für zwölf Rotorumdrehungen umfangsgemittelten Meridionalgeschwindigkeit für V1AS1 und V1AS2 am Betriebspunkt ② dargestellt. In den oberen Schaufelschnitten bildet sich für beide Konfigurationen die typische Rezirkulationszone aus. Im direkten Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten beider Verdichter wird deutlich, dass sich das Blockagegebiet des Verdichters V1AS2 für Betriebspunkt ② bis stromauf der Rotoreintrittsebene erstreckt. Darüber hinaus weist die Blockagezone des Verdichters V1AS2 eine höhere axiale wie auch radiale Ausprägung auf. Vor der Rotoreintrittsebene ist die Meridionalgeschwindigkeit im Schaufelspitzenbereich der V1AS2 Konfiguration reduziert, was auf einen reduzierten Injektionsmassenstrom der Axialnutkonfiguration schließen lässt.

Zur Beurteilung der Anströmsituation der Hauptschaufeln sind in Abbildung 4.12 zusätzlich die radialen Verteilungen der Inzidenz des glatten Gehäuses, sowie der Axialnutkonfigurationen an Betriebspunkt ② dargestellt. Der relative Anströmwinkel

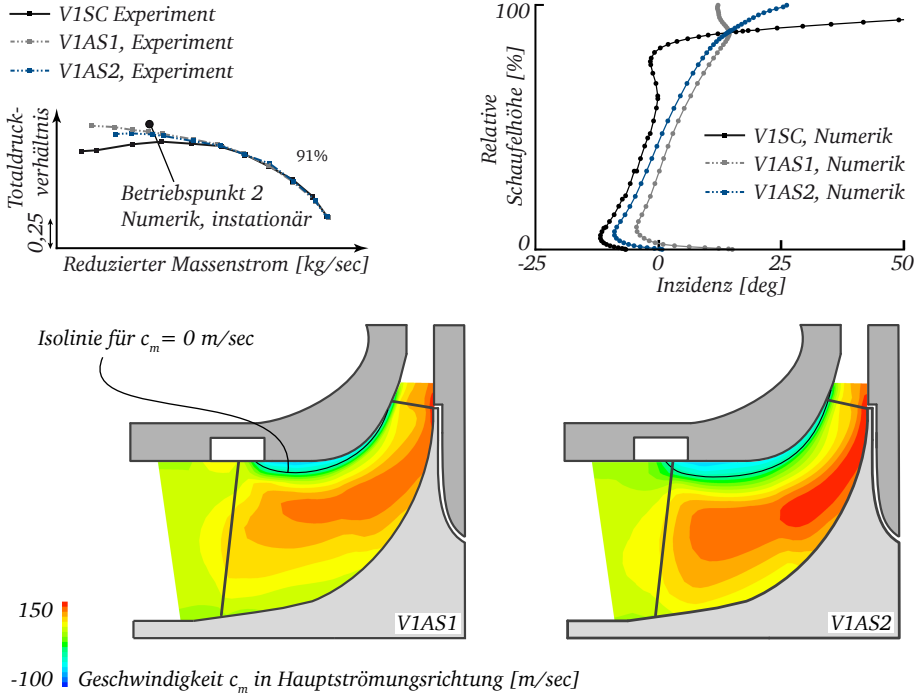


Abbildung 4.12: Meridionale Geschwindigkeitsverteilung der Verdichterkonfiguration V1AS2

ist für Konfiguration V1AS2 im Vergleich zu V1SC für die unteren und mittleren Schaufelhöhen in Richtung positiver Werte verschoben. Dies lässt sich auf den reduzierten Einfluss der Blockagezone stromauf der Rotoreintrittsebene zurückführen. Im Vergleich beider Verdichter mit axialen Nuten wird deutlich, dass für die unteren und mittleren Schaufelschnitte der relative Zuströmwinkel der Konfiguration V1AS2 in Richtung negativer Werte verschoben ist. Im Blattspitzenbereich zeigt sich zudem, dass der relative Anströmwinkel höhere, positive Werte im Gegensatz zur V1AS1 Konfiguration annimmt. Wie in der Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit am Rotoreintritt zeigt sich somit auch in der Verteilung des relativen Anströmwinkels der Einfluss der stromauf verschobenen Blockagezone. Im Betriebspunkt ② wird für Verdichter V1AS2 die Hauptströmung dadurch stärker in Richtung niedriger Schaufelschnitte abgelenkt. Als Folge sinkt die Schaufelbelastung der von der Hauptströmung benetzten Schaufelschnitte und damit der Arbeitseintrag des Verdichters.

In den experimentellen Ergebnissen zeigt sich dieser Effekt durch eine Reduktion des Totaldruckverhältnisses um 1% an Betriebspunkt ②.

Die Erkenntnisse lassen den Schluss zu, dass der verminderte Totaldruckaufbau des Verdichters V1AS2 auf eine reduzierte Wechselwirkung des *Bleed und Blow*-Mechanismus mit der Blockagezone zurückzuführen ist. Um diese Schlussfolgerungen zu stützen, sind in Abbildung 4.13 der zeitlich aufgelöste Massenstromverlauf einer axialen Nut für eine Rotordrehung von insgesamt 60° dargestellt. Der durch die Axialnuten des Verdichters V1AS2 aufgenommene Massenstrom ist um 62% gegenüber der Verdichterkonfiguration V1AS1 reduziert. Die Maximalamplituden des In- und Ejektionsmassenstromes sind für Verdichterkonfiguration V1AS2 im Vergleich zu V1AS1 reduziert. Zum Verständnis des reduzierten Rezirkulationsmassenstromes der Axialnutkonfiguration sind in Abbildung 4.13 zusätzlich die transienten, numerischen Daten von drei Betriebspunkten gegenübergestellt.

In Zeitschritt 1 ist der Injektionsmassenstrom des Verdichters V1AS2 gegenüber V1AS1 reduziert. Zwar ist der Flächenanteil des Öffnungsquerschnittes, durch den Masse aus der Kavität in Richtung des Laufrades strömt, für Verdichter V1AS2 größer als für Verdichter V1AS1. Die Radialgeschwindigkeiten sind für Verdichter V1AS2 dennoch deutlich kleiner, weshalb dies zu einem reduzierten Injektionsmassenstrom führt. In Bezug auf den durch die Axialnut aufgenommenen Massenstrom zeigen sich geringe Abweichungen beider Verdichter in Zeitschritt 1. In diesem Zeitschritt ist für Verdichter V1AS2 der Flächenanteil des Öffnungsquerschnittes durch den Masse in die Kavität strömt geringer und der statische Druck reduziert.

Dennoch ist die Radialgeschwindigkeit des ejektierten Fluids sehr hoch, weshalb die Ejektionsmassenströme beider Verdichter näherungsweise gleich groß sind.

Bei weiterer Rotation des Verdichterrades zu Zeitschritt 8 nimmt der Injektionsmassenstrom des Verdichters V1AS2 ab. Die In- und Ejektionsmassenströme des Verdichters V1AS2 sind im Vergleich zu V1AS1 reduziert. Dies ist deutlich an den geringen Radialgeschwindigkeitskomponenten des ein- und ausströmenden Fluides zu erkennen. Der Verdichter V1AS1 weist hingegen erhöhte Geschwindigkeitskomponenten auf, weshalb sowohl der in- als auch ejektierte Massenstrom größer ist.

Trotz Rotation des Verdichterrades zu Zeitschritt 16 bleibt der durch die Kavität in Richtung des Verdichterrades ausgeblasene Injektionsmassenstrom konstant niedrig. Während der Verdichterrotation nimmt jedoch der Ejektionsmassenstrom zu und liegt für Zeitschritt 16 im Bereich des Maximalwertes. Der Flächenanteil des Öffnungsquerschnittes, durch den Masse in die Kavität strömt, ist hierbei ebenfalls maximal. Der in diesem Zeitschritt aufgenommene Massenstrom ist für beide Verdichterkonfigurationen näherungsweise identisch. Zwar ist der statische Druck und damit die Dichte des einströmenden Mediums für Verdichter V1AS1 leicht erhöht. Die Radialgeschwindigkeiten des eintretenden Mediums sind für Verdichter V1AS2

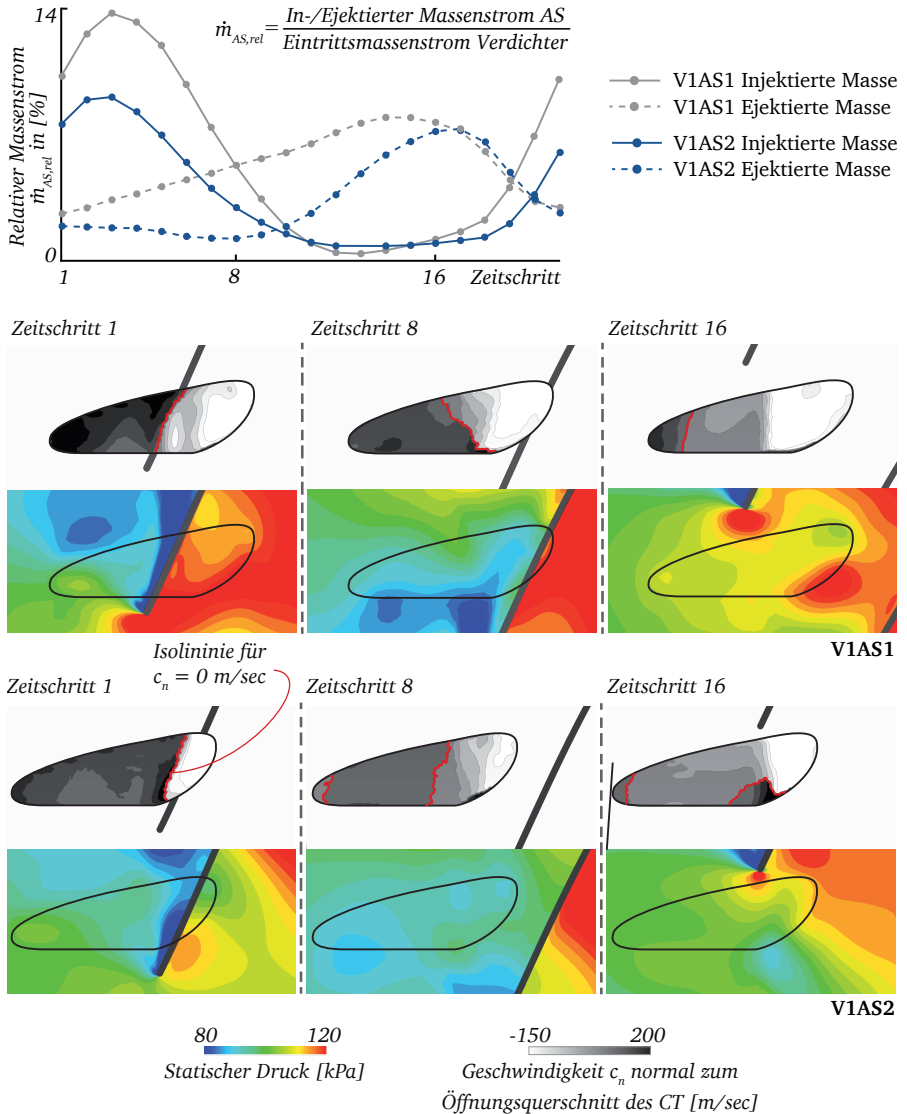


Abbildung 4.13: Transienter Verlauf der numerisch berechneten Strömungszustände unterhalb der Axialnut für Verdichter V1AS2

insbesondere im stromab liegenden Teil des Öffnungsquerschnittes größer als für Verdichter V1AS1. In der Bilanz ergeben sich somit näherungsweise identische Werte für den ejektierten Massenstrom beider Verdichterkonfigurationen.

Zusammenfassend können aus den vorliegenden Daten mehrere Schlussfolgerungen gezogen werden. Es besteht ein Zusammenhang zwischen dem zeitlichen und räumlichen Verlauf des statischen Druckes und der Radialgeschwindigkeitsverteilung am Öffnungsquerschnitt bezüglich der Ein- und Austrittsströmung der Axialnut. Durch die axiale Verschiebung der Axialnut zu 25% Überdeckung wird weniger Fluid der Blockagezone in die Kavität beschleunigt, wodurch der Rezirkulationsmassenstrom sinkt. Aufgrund dessen wird weniger Blockagefluid durch die Axialnut aufgenommen, wodurch sich die Blockagezone bis stromauf der Rotoreintrittsebene verschiebt. Dadurch wird der Hauptmassenstrom in Richtung Verdichternabe verschoben, weshalb der reduzierte Totaldruckaufbau im stabilitätskritischen Kennfeldbereich des Verdichters V1AS2 im Vergleich zu Verdichter V1AS1 erklärt werden kann.

Variation des Rezirkulationsmassenstromes

Durch Applikation der Axialnutkonfiguration kann das für Radialverdichter des Automobilsektors typische Überrollverhalten der Kennliniencharakteristik positiv beeinflusst werden. Gegenüber dem analytisch berechneten, maximalen Totaldruckdruckverhältnis fallen die experimentellen Ergebnissen geringer aus. Daraus kann die Frage abgeleitet werden, ob eine weitere Erhöhung des Totaldruckaufbaus im stabilitätskritischen Kennfeldbereich möglich ist. Nach Brandstetter [10] besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der Totaldruckerhöhung durch den Einsatz von Axialnuten und dem innerhalb der Gehäusestrukturen rezirkulierten Massenstrom. Darüber hinaus wird durch den entgegen der Rotationsrichtung ausgeblasenen Austrittsmassenstrom der Axialnuten die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit im Blattspitzenbereich erhöht, wodurch im theoretischen Fall die lokale Umlenkung und damit das globale Totaldruckverhältnis ansteigt. Um dies zu untersuchen, wird im Folgenden die Anzahl der Axialnuten variiert.

Bei der Variation der Anzahl der Axialnuten gilt es, das Vielfache der Schaufelzahl zu vermeiden, um eine Anregung der Rotorstruktur und damit eine Zerstörung des Verdichters vorzubeugen. Hierzu wird die Anzahl der Nuten ausgehend von der Verdichterkonfiguration V1AS1 um $\pm 30\%$ variiert, was einer Konfiguration V1AS3a mit 13 Axialnuten und einer Konfiguration V1AS3b mit 25 Axialnuten entspricht. Die Geometrie der Einzelkavitäten bleibt erhalten. Die axiale Überdeckung der Nuten beträgt, wie bei der Verdichterkonfiguration V1AS1, 50%. Zur Gewährleistung der Wiederholgenauigkeit der Messungen werden zu Beginn und am Ende der Messkampagne Referenzmessungen durchgeführt. Ladeluftsystem, Messtechnik und die Turboladerkomponenten werden zwischen den Einzelmessungen nicht verändert.

Durch Tausch der Gehäusekontur wird lediglich die Geometrie der Axialnuten variiert.

In Abbildung 4.14 sind die Kennfelder der drei Gehäusestrukturierungen dem Kennfeld des glatten Gehäuses gegenübergestellt. Im Bereich der Durchsatzgrenze bis zum Erreichen des maximalen Totaldruckverhältnisses des glatten Gehäuses sind zu vernachlässigende Unterschiede im Totaldruckaufbau zu erkennen. Bei weiterer Drosselung des Verdichters zeigt die Konfiguration V1AS3a mit 13 axialen Nuten ein reduziertes Totaldruckverhältnis und eine in Richtung größerer Massenströme verschobene Stabilitätsgrenze. Mit zunehmender Rotorumfangsgeschwindigkeit wird dieser Trend verstärkt. Zwischen der Verdichterkonfiguration V1AS1 und der Konfiguration V1AS3b sind keine Abweichungen im Totaldruckverhältnis zu erkennen. Für mittlere und hohe Drehzahlen ist eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze in Richtung kleinerer Massenströme festzustellen. Die Wirkungsgradverläufe sind für alle drei Konfigurationen näherungsweise identisch. Mit zunehmender Anzahl der Axialnuten lässt sich ein grundsätzlicher Trend in Richtung kleinerer Wirkungsgrade bei *Peak Efficiency* für niedrige Drehzahlen erkennen. In der Gegenüberstellung der Standardabweichungen des instationären, statischen Austrittsdruckes in Messebene 2 lassen sich deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Gehäusestrukturen feststellen. Im Vergleich zum glatten Gehäuse treten Fluktuationen der Verdichteraustrittsströmung mit applizierter Gehäusestruktur erst bei hohen Drosselgraden im Bereich der Stabilitätsgrenze auf. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Abweichungen im Totaldruckaufbau sowie die Fluktuationen des Austrittsdruckes im stabilitätskritischen Kennfeldbereich gering.

Auf Grundlage der theoretischen Betrachtungen zur Wirkweise der Axialnutkonfigurationen kann ein *Sättigungsverhalten* bezüglich der Anzahl der axialen Nuten und des maximalen Totaldruckaufbaus beobachtet werden. Zwar liegen keine instationären, numerischen Daten für V1AS3a und V1AS3b vor, die eine Bestimmung des in den Gehäusestrukturen rezirkulierten Gesamtmassenstromes ermöglichen, dennoch ist die Annahme einer signifikanten Änderung des *Bleed*- und *Blow*-Massenstromes bei Änderung der Anzahl der Axialnuten um $\pm 30\%$ gerechtfertigt. Ausgehend von der Konfiguration V1AS1, durch die bereits eine Massenumverteilung stromauf der Rotoreintrittsebene vermieden werden kann, ist eine weitere Totaldruckerhöhung durch V1AS3b nicht möglich. Eine Erhöhung des globalen Druckverhältnisses durch eine Erhöhung des Leistungseintrages im Blattspitzenbereich (vgl. Brandstetter [10]) kann nicht bestätigt werden. Anhand der Messdaten kann nicht ausgeschlossen werden, dass sich durch die Erhöhung der Anzahl der Axialnuten, verbunden mit der Erhöhung der rezirkulierten Masse, der Arbeitseintrag der gehäusenahen Schau-felschnitte verbessert. In den globalen Kennfelddaten wird diese mögliche, lokal optimierte Aerodynamik nicht sichtbar. Auch durch Variation des Anstellwinkels der Axialnutkonfigurationen bezüglich der Rotorachse konnte in experimentellen Vor-

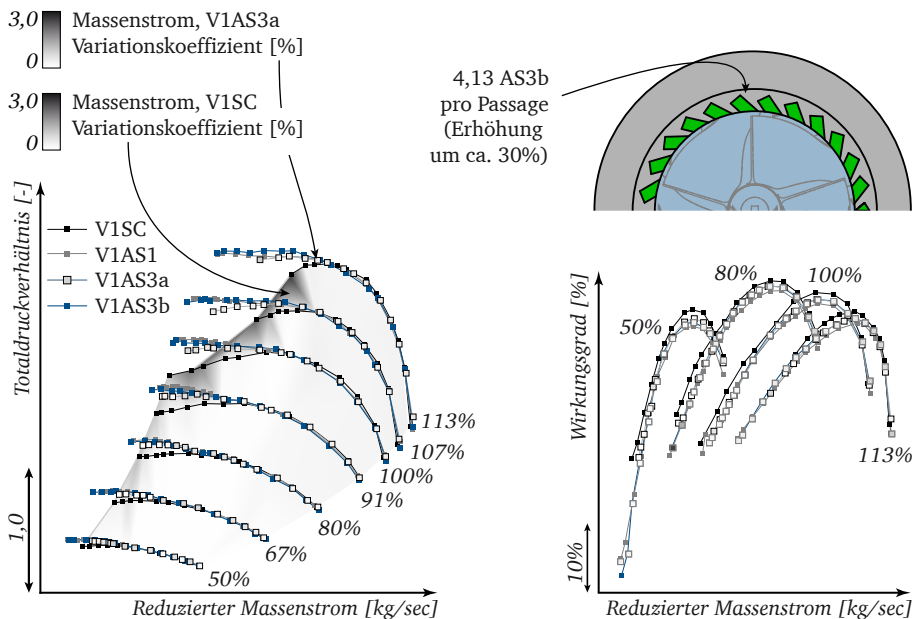


Abbildung 4.14: Vergleich der Verdichterkennfelder bei Variation der Anzahl der Axialnuten

studien kein Einfluss auf das Totaldruckverhältnis durch Einbringung eines Vordralls im Blattspitzenbereich für die vorliegende Verdichterkonfiguration nachgewiesen werden

Zusammenfassend kann aus den Ergebnissen dieser Variationsstudie gefolgert werden, dass eine Erhöhung des Totaldruckverhältnisses über das theoretisch berechnete Druckverhältnis hinaus durch eine Erhöhung des Rezirkulationsmassenstromes nicht erreicht wird. Die Ergebnisse bestätigen somit die theoretischen Überlegungen in Kapitel 4.2, welche den Effekt des Überrollens der Kennlinie auf eine Massenumverteilung am Rotoreintritt zurückführen. Der Einfluss des erhöhten Vordralls im Blattspitzenbereich wird für den vorliegenden Verdichter als zu vernachlässigend bewertet.

4.3.4 Untersuchungen zur Übertragbarkeit

In den bisherigen Untersuchungen kann der Wirkmechanismus der Gehäusestrukturen und deren positiver Einfluss auf das Kennfeld des Verdichters V1SC mit einem Laufraddurchmesser von $d_2 = 61\text{mm}$ nachgewiesen werden. Um die Übertragbarkeit

der Erkenntnisse über die Funktionsweise von Gehäusestrukturen zu überprüfen, werden im Folgenden zwei Untersuchungen vorgestellt. Zum einen werden die Ergebnisse an einer skalierten V1-Verdichterkonfiguration diskutiert. Zum anderen werden die Wirkmechanismen der Axialnutkonfiguration an einem weiteren Verdichterrad untersucht.

Skalierbarkeit

Zur Untersuchung der Skalierbarkeit von Gehäusestrukturen wird der Verdichter V1 um 67%, auf $d_2 = 41\text{mm}$ geometrisch skaliert. Im Hinblick auf die Fertigung und die Dauerfestigkeit der Verdichterbeschaufelung werden die Schaufeldicke und der Fillet-Radius mit einem geringeren Skalierungsfaktor verkleinert. Der relative Kaltpalt ist für beide Verdichtergrößen zwar in der Auslegung identisch. Aufgrund des größeren Fertigungstoleranzbandes für den skalierten Verdichter ergibt sich ein um $20\% \pm 5\%$ größerer, gemessener Axialspalt für den kleineren Verdichter mit $d_2 = 41\text{mm}$ Austrittsdurchmesser. Die Axialnuten des Verdichters V1AS1 werden nach der in Kapitel 4.3.1 dargestellten Methodik skaliert und im Verdichtergehäuse positioniert.

Zur Bereitstellung der notwendigen, hohen Verdichterdrehzahlen wird die gesamte Turboladerbaugruppe ersetzt. Hierzu wird die Turbine des Verdichters V1 durch eine in Geometrie und Durchsatz kleinere Turbine ersetzt und diese mittels angepasster Mess- und Anschlussstücke an den Prüfstand montiert. Durch den im Durchmesser verkleinerten Turbinenläufer wird die Lagereinheit ebenfalls durch eine kleinere Rumpffgruppe ersetzt. Die Turbineneintrittstemperatur von 573, 15K wird nicht geändert. Die Komponenten der Verdichtersaug- und druckseite bleiben erhalten. Die notwendigen Adapter und Messstücke zur Applikation der kleineren Verdichtergruppe am Prüfstand werden nach den Vorgaben der SAE J1826 konstruiert und eingebaut. Der Einfluss der sich ändernden Reynoldszahl auf die Verdichtereigenschaften wurde untersucht und für die vorliegenden Verdichterkonfigurationen als zu vernachlässigen bewertet.

In Abbildung 4.15 sind die Kennfelder des Verdichters V1SC in $d_2 = 61\text{mm}$ und $d_2 = 41\text{mm}$ und den beiden Verdichtergrößen V1AS1 mit Axialnutkonfiguration dargestellt. Bei Vergleich der durch die Skalierung hervorgerufenen aerodynamischen Änderungen zeigen sich deutliche Unterschiede der Kennfeldeigenschaften. Durch die Skalierung weisen beide skalierten Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1 eine Abweichung hinsichtlich des Totaldruckaufbaus gegenüber den Verdichtern mit $d_2 = 61\text{mm}$ auf. Der relative Totaldruckverlust beider skalierten Konfigurationen nimmt mit zunehmender Verdichterdrehzahl zu, was auf einen erhöhten Spaltverlust der Verdichterkonfigurationen mit $d_2 = 41\text{mm}$ zurückzuführen ist. Die Durchsatzgrenze ist für kleine und mittlere Drehzahlen in Richtung größerer Massenströme verschoben. Der Grund hierfür liegt in der für alle Messungen konstanten drucksei-

tigen Verrohrung. Der geförderte Massenstrom ist für Verdichter mit $d_2 = 41\text{mm}$ kleiner als für die Verdichterkonfigurationen mit $d_2 = 61\text{mm}$, weshalb in den gleichen Betriebspunkten die Geschwindigkeit und damit die Reibungsverluste in der verdichterdruckseitigen Verrohrung sinken. Für die skalierten Verdichterkonfigurationen mit $d_2 = 41\text{mm}$ ist die engste Querschnittsfläche am Eintritt aufgrund der relativen Zunahme an Schaufeldicke und Fillet-Radius reduziert. Bei hohen Drehzahlen sperrt der Verdichter aerodynamisch bereits bei kleineren reduzierten Massenströmen am Verdichtereintritt.

Bei Betrachtung der spezifischen Unterschiede der glatten Gehäusekonfigurationen weist der skalierte Verdichter V1SC ebenfalls das typische Überrollverhalten auf. Trotz der leicht veränderten Verdichterradgeometrie ist die Annahme einer ausgeprägten Blockagezone in diesem Kennfeldbereich gerechtfertigt. Im stabilitätskritischen Kennfeldbereich zeigen sich im Totaldruckaufbau für mittlere und hohe Drehzahlen Unterschiede im Kennlinienverlauf der beiden glatten Gehäusekonfigurationen. Das Überrollverhalten ist für Verdichter V1SC mit $d_2 = 41\text{mm}$ schwächer ausgeprägt, verbunden mit einem niedrigeren Totaldruckverlust. Wang [54] konnte in seinen Untersuchungen zum Spalteinfluss an einem Radialverdichter ähnliche Ergebnisse bezüglich des Totaldruckverlaufes an der Stabilitätsgrenze erzielen. Aufgrund der Vergrößerung des relativen Spaltes um 50% konnte in dessen Studien das Überrollverhalten ebenfalls reduziert und der Wirkungsgradverlust im stabilitätskritischen Kennfeldbereich verringert werden.

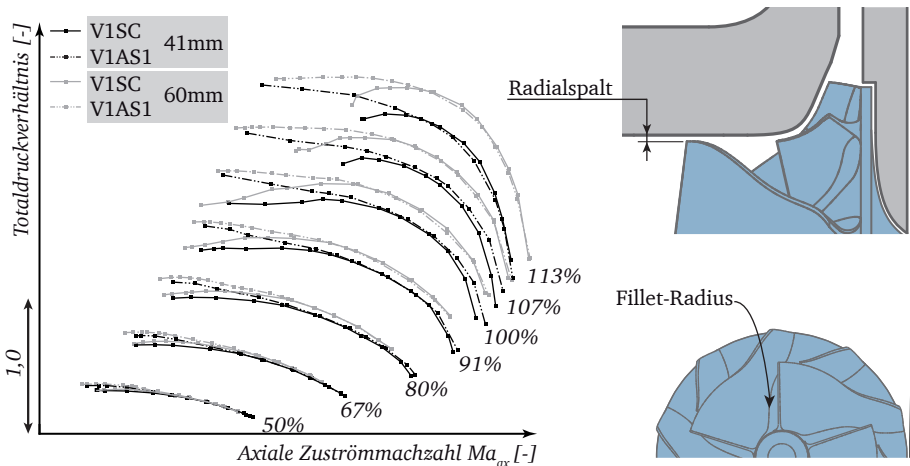


Abbildung 4.15: Vergleich der Kennfeldeigenschaften bei Skalierung des Verdichters V1

Die experimentellen Daten der skalierten Axialnutkonfigurationen zeigen, dass im stabilitätskritischen Kennfeldbereich das Überrollverhalten für alle Verdichterringumfängsgeschwindigkeiten vermieden werden kann. Dies bestätigt zum einen die Annahme, dass eine ausgeprägte Blockagezone die Rotorzustromung des glatten Gehäuses beeinflusst und damit den Arbeitseintrag in die Strömung reduziert. Zum anderen kann dadurch die Funktionsweise der Gehäusestrukturen auch bei skaliertem Verdichter V1 nachgewiesen werden. Für niedrige Drehzahlen sind die Abweichungen bezüglich des Totaldruckaufbaus im Bereich der Messgenauigkeit. Bei mittleren Drehzahlen lässt sich die erhöhte negative Kennliniensteigung des Verdichters V1AS1 mit $d_2 = 41\text{mm}$ gegenüber V1AS1 mit $d_2 = 61\text{mm}$ im stabilitätskritischen Kennfeldbereich erkennen. In Bezug auf die Stabilitätsgrenze zeigt der skalierte Verdichter V1AS1 für alle Drehzahllinien eine Erweiterung des stabilen Kennfeldbereiches. Die Unterschiede in der Wirkungsgradcharakteristik der skalierten Verdichterkonfigurationen V1SC und V1AS1 sind vernachlässigbar.

Zusammenfassend lassen sich aus den vorgestellten Ergebnissen mehrere Schlussfolgerungen ziehen. Die Übertragbarkeit der Wirkmechanismen der Gehäusestrukturen auf skalierte Anwendungen ist gewährleistet, wenn das Überrollverhalten durch eine Massenstromumverteilung stromauf des Rotors aufgrund von Blockage hervorgerufen wird. Zusätzliche Verlustmechanismen der skalierten Verdichterkonfiguration verändern zwar die Eigenschaften des untersuchten Verdichterkennfeldes. Der aerodynamische Einfluss der Axialnutkonfigurationen auf die Blockagezone wird dadurch allerdings nicht beeinflusst. Das Totaldruckverhältnis im stabilitätskritischen Kennfeldbereich wird signifikant erhöht.

Variation der Verdichterradgeometrie

Eine weitere Validierung der Funktionsweise der Axialnutkonfiguration wird mittels der Variation des Verdichterrades durchgeführt. Durch die veränderte Verdichterradgeometrie wird das unter der Kavität der Axialnut rotierende Druckfeld beeinflusst. Um das Verständnis in Bezug auf den Einfluss des statischen Druckfeldes auf die Wirkmechanismen der Axialnutkonfiguration zu erhalten, wird im Folgenden der Verdichter V2 experimentell wie auch numerisch untersucht.

Der Verdichter V2 besitzt wie der Verdichter V1 sechs Haupt- und sechs *Splitter*-Schaufeln und hat einen Austrittsdurchmesser von $d_2 = 61\text{mm}$. Ebenso bleibt der Trim der Radkontur, das Verhältnis von Eintritts- zu Austrittsdurchmesser des Rotors, erhalten. Zum besseren Verständnis der geometrischen Unterschiede sind in Abbildung 4.16 die Schaufelwinkelverteilungen beider Verdichterräder für 40% und 95% Schaufelhöhe dargestellt. Die Unterschiede der Schaufelwinkelverteilung liegen vorwiegend im Schaufelspitzenbereich. Der Verdichter V1 zeichnet sich im vorderen Schaufelbereich durch eine moderate Umlenkung aus. Dahingegen wird die Strömung des Verdichters V2 über die gesamte Schaufelsehnenlänge hinweg

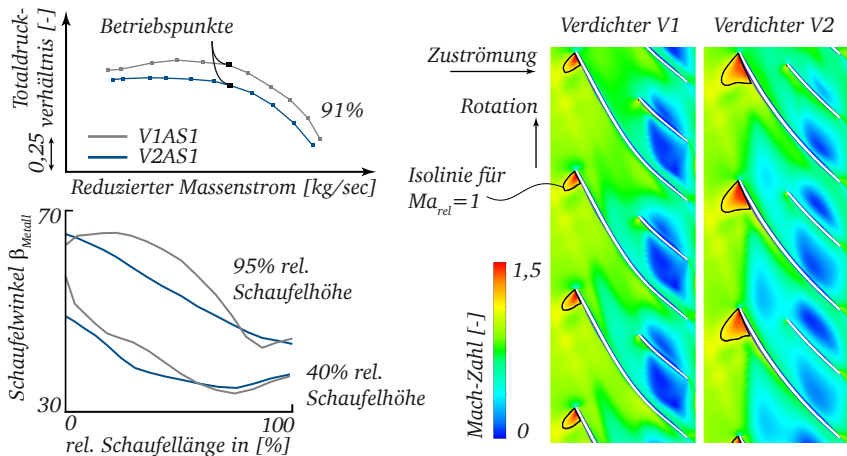


Abbildung 4.16: Schaufelwinkelverläufe der Verdichterräder V1 und V2

konstant umgelenkt. Dies hat zur Folge, dass die Schaufelbelastung des Verdichters V1 für die oberen Schaufelschnitte in den hinteren Schaufelbereich verlagert wird. Für das Verdichterrad V2 hingegen ist der vordere Schaufelbereich stärker belastet. Dies ist ebenfalls deutlich in der Verteilung der Mach-Zahl des Schaufelschnittes bei 95% Schaufelhöhe zu erkennen. Die Mach-Zahl ist hierbei für das rotorfeste System visualisiert. Für den Vergleich wurden hierzu zwei Betriebspunkte mit gleichem reduzierten Massenstrom gewählt, deren Strömung im Schaufelspitzenbereich durch das Blockagegebiet nicht beeinflusst ist. In der Darstellung wird der bereits anhand der Schaufelwinkelverteilung diskutierte Effekt deutlich. Die Strömung des Verdichters V2 wird im Gegensatz zu Verdichter V1 bereits im vorderen Schaufelbereich verzögert.

In Abbildung 4.17 sind die experimentell gemessenen Kennfelder der Verdichter V1 und V2 mit und ohne Axialnutkonfiguration dargestellt. Bei Betrachtung der glatten Gehäusestrukturen zeigt sich für Verdichter V2SC ein Defizit im Totaldruckaufbau gegenüber V1SC, welches mit erhöhter Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters zunimmt. Das Überrollverhalten des Verdichters V2SC ist im stabilitätskritischen Kennfeldbereich weniger stark ausgeprägt als bei Verdichter V1SC. Die Stabilitätsgrenzen beider Verdichter sind näherungsweise identisch. Für hohe Rotorumfangsgeschwindigkeiten ist die Stabilitätsgrenze beider Verdichter in Richtung höherer Massenströme verschoben. Die Durchsatzgrenze des Verdichters V2SC ist für hohe Rotorumfangsgeschwindigkeiten ebenfalls in Richtung größerer Massen-

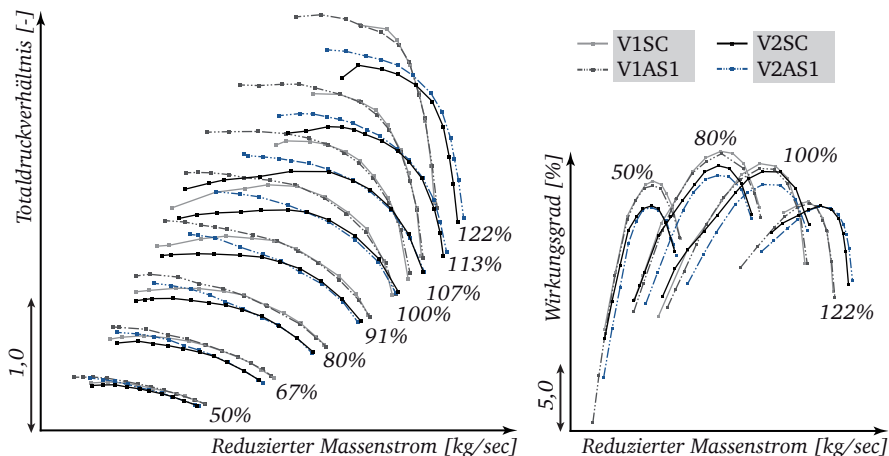


Abbildung 4.17: Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Verdichter V1 und V2 mit glattem Gehäuse und applizierter Gehäusestruktur

ströme verschoben. Aufgrund des erhöhten Anstellwinkels der Hauptschaufeln des Verdichters V1SC sperrt dieser bereits bei geringeren, reduzierten Massenströmen.

Durch den Einsatz der Axialnutkonfiguration wird für Verdichter V2AS1 grundsätzlich der gleiche Effekt in Bezug auf den Totaldruckaufbau erzielt wie für Verdichter V1AS1. Im Bereich der Durchsatzgrenze sind die Unterschiede zwischen den Konfigurationen V2SC und V2AS1 vernachlässigbar. Durch den Einsatz der axialen Nuten nimmt das Totaldruckverhältnis des Verdichters V2AS2 im stabilitätskritischen Kennfeldbereich weiter zu. Die Kennliniensteigung bleibt, wie auch bei Verdichter V1AS1, bis zur Stabilitätsgrenze negativ. Im Gegensatz zu V1AS1 ist die Stabilitätsgrenze des Verdichters V2AS1 deutlich in Richtung größerer Massenströme verschoben. Ein möglicher Erklärungsansatz hierfür liegt in der Schaufelwinkelverteilung des Verdichters V2. Durch die erhöhte Umlenkung im Schaufelspitzenbereich steigt die Ablöseneigung in diesem Bereich bei Einsatz der Axialnutkonfiguration V2AS1 stark an.

In Abbildung 4.17 rechts sind zusätzlich die Wirkungsgradverläufe aller vier Verdichterkonfigurationen aufgetragen. In der Gegenüberstellung der jeweiligen Konfigurationen mit und ohne Gehäusestruktur zeigen sich im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten zu vernachlässigende Unterschiede im Wirkungsgraddefizit der Axialnuten auf. Für mittlere Drehzahlen steigt der Wirkungsgradverlust der Verdichterkonfiguration V2AS1 stark an. Das Wirkungsgraddefizit der Konfigu-

nen V2AS1 gegenüber V2SC der 100% Nenndrehzahllinie liegt hierbei im Bereich von 1%.

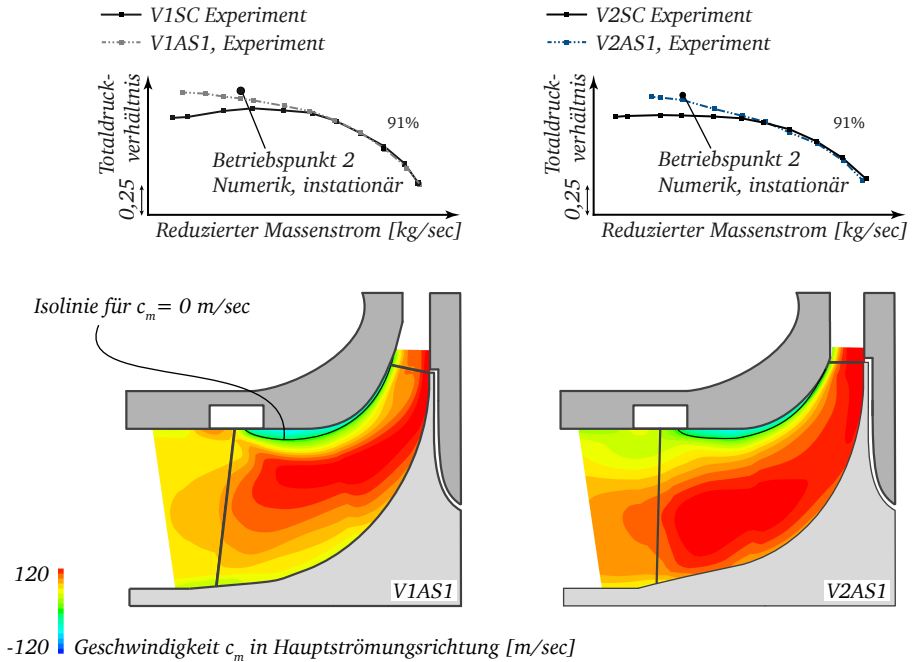


Abbildung 4.18: Darstellung der Meridionalgeschwindigkeiten des Verdichters V2AS1

Der Vergleich numerischer Ergebnisse der Verdichterkonfigurationen mit glattem Gehäuse, V1SC und V2SC, zeigt ein ähnliches Strömungsbild im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Mit steigendem Drosselgrad nimmt die radiale und axiale Ausdehnung des Blockagegebietes zu. Für den Kennfeldbereich mit reduziertem Totaldruckaufbau des Verdichters V2SC beeinträchtigt die Blockagezone die Zuströmung zum Rotor. Zur Bewertung der Wirkmechanismen der Axialnutkonfiguration V2AS1 sind in Abbildung 4.18 die umfangsgemittelten Meridionalgeschwindigkeiten der Axialnutkonfigurationen beider Verdichterräder dargestellt. Für beide Darstellungen wird der gleiche, instationär berechnete, Betriebspunkt gewählt. Innerhalb der Passage des Verdichters V2AS1 bildet sich ein Blockagegebiet aus. Die Blockagezone wird jedoch durch die Interaktion der Axialnutkonfiguration stromab der Rotoreintrittsebene gedrängt. Im Gegensatz zu Verdichter V1AS1 weist die Konfiguration V2AS1 eine inhomogenere, radiale Geschwindigkeitsverteilung am Rotoreintritt auf. Dies

liegt zum einen an den geringeren Meridionalgeschwindigkeiten im Blattspitzenbereich. Zum anderen ist die Zuströmgeschwindigkeit der unteren Schaufelschnitte erhöht. Weitere numerische Ergebnisse zeigen, dass sich trotz der radialen Verteilung der Meridionalgeschwindigkeiten des Rotoreintritts, die Inzidenzverteilung der Hauptschaufeln der Konfiguration V2AS1 im Vergleich zu Verdichter V2SC homogenisiert. Dies ist ein weiteres Indiz dafür, dass das Blockagegebiet stromab der Rotoreintrittsebene verschoben wird.

Abbildung 4.19 stellt die transienten Daten der durch die Axialnut ein- und ausströmenden Massenströme dar. Anhand der radialen Geschwindigkeits- und Druckverläufe für drei Zeitschritte wird der Einfluss des Druckfeldes auf den Rezirkulationsmassenstrom des Verdichters V2AS1 diskutiert. Die periodischen Eintritts- und Austrittsmassenstromverläufe zeigen, wie auch bei der Verdichterkonfiguration V1AS1, ein phasenversetztes Verhalten. Im Vergleich zu Konfiguration V1AS1 nimmt Verdichter V2AS1 in insgesamt 60° Rotordrehung 20% mehr Fluid auf und rezirkuliert dieses. Die Maximalamplituden des Ein- und Austrittsmassenstromes sind hierbei näherungsweise gleich. Die Unterschiede zeigen sich vorwiegend im zeitlichen Verlauf der Ein- und Austrittsmassenströme.

In Zeitschritt 1 sind die Werte des Ein- und Austrittsmassenstromes des Verdichters V2AS1 größer als für Verdichter V1AS1. Der Druck- wie auch die Geschwindigkeitsverteilung am Öffnungsquerschnitt zeigen ein deutliches, durch die Schaufel aufgeprägtes Gefälle der Strömungsgrößen. Die negativen Radialgeschwindigkeiten der Konfiguration V2AS1 sowie auch der statische Druck sind in diesem Bereich des Querschnittes für Verdichter V2AS1 größer, wodurch mehr Masse in Zeitschritt 1 von der Kavität aufgenommen wird. Die radialen Austrittsgeschwindigkeiten für Verdichter V2AS1 sind zwar kleiner als bei Verdichter V1AS1. Der statische Druck und somit auch die Dichte des von der Kavität ausgeblasenen Fluides am Austrittsquerschnitt ist für Konfiguration V2AS1 dennoch größer.

Bei weiterer Rotation des Verdichterrades hin zu Zeitschritt 8 zeigen sich deutliche Unterschiede im von der Kavität aufgenommenen Massenstrom der beiden Verdichterkonfigurationen. Der Flächenanteil des Öffnungsquerschnittes, durch den Masse in die Kavität strömt, ist für Verdichter V2AS1 größer als für Verdichter V1AS1. Darüber hinaus ist die Dichte des Mediums in diesem Bereich für Verdichter V2AS1 erhöht, wodurch der vergrößerte Eintrittsmassenstrom erklärt werden kann. Im Umkehrschluss ist der Flächenanteil des ausströmenden Fluides für Konfiguration V2AS1 kleiner. Aufgrund des erhöhten statischen Druckes in diesem Bereich sind die Austrittsmassenströme beider Verdichter in diesem Zeitschritt näherungsweise gleich.

Der bis dahin ähnliche zeitliche Verlauf des Austrittsmassenstromes ändert sich mit weiterer Rotation des Verdichters. In Zeitschritt 16 ist der vergrößerte Austrittsmassenstrom der Verdichterkonfiguration V2AS1 deutlich zu erkennen. Der Flächen-

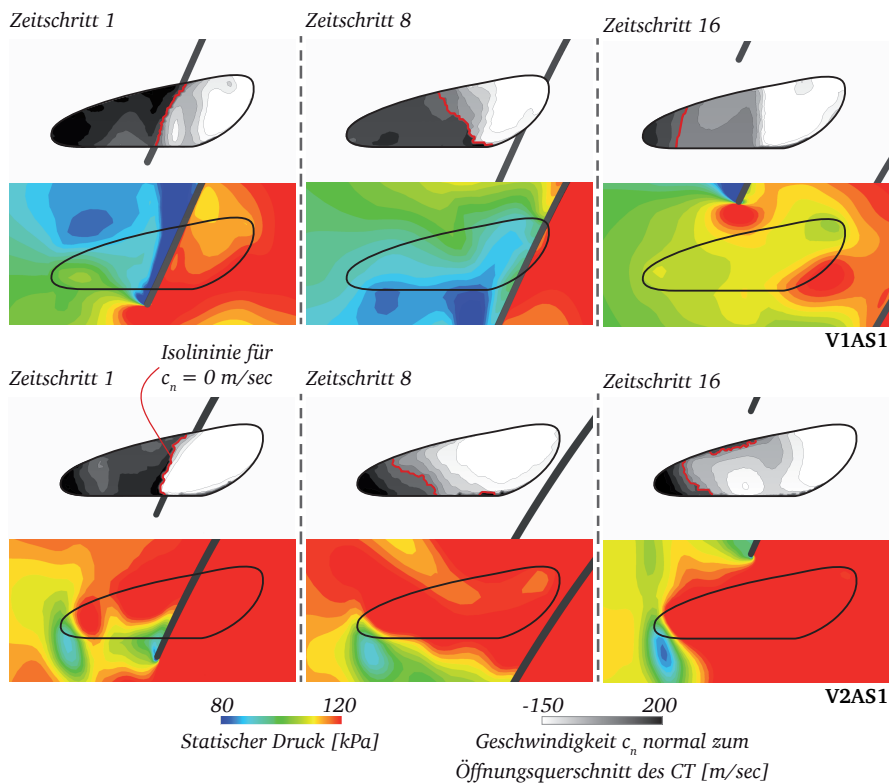
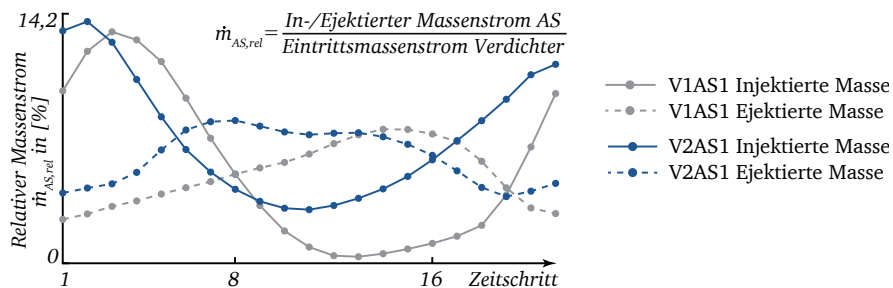


Abbildung 4.19: Vergleich des transienten Verlaufes der Strömungszustände unterhalb Axialnutkavität für die Verdichter V1AS1 und V2AS1

anteil des Öffnungsquerschnittes der Kavität, durch welches Fluid in Richtung des Verdichters austritt, ist näherungsweise gleich. Die radialen Austrittsgeschwindigkeiten und der statische Druck der Konfiguration V2AS1 sind jedoch deutlich erhöht. Der Eintrittsmassenstrom der Konfiguration V2AS1 ist in diesem Zeitschritt leicht reduziert gegenüber der Konfiguration V1AS1. Der flächengemittelte statische Druck am Öffnungsquerschnitt der Kavität ist zwar im Vergleich zu Verdichter V1AS1 erhöht, dennoch sind die Maximalgeschwindigkeiten in diesem Bereich kleiner. In der Bilanz ergibt sich für den Flächenanteil deshalb ein reduzierter Austrittsmassenstrom der Konfiguration V2AS1.

Zusammenfassend kann der in den vorherigen Studien dargestellte Wirkmechanismus der Gehäusestrukturen mittels den Ergebnissen der Verdichterradvariation bestätigt werden. Mittels der Variation des Verdichterrades wird, wie eingangs erwähnt, das rotierende Druckfeld verändert. Durch die reduzierte Schaufellänge und die erhöhte Umlenkung im Schaufelspitzenbereich des Verdichter V2AS1 ist der mittlere statische Druck des Rotationsfeldes größer. Durch die damit verbundene Dichteerhöhung steigt der Rezirkulationsmassenstrom am Öffnungsquerschnitt an. Aufgrund des *Bleed- und Blow-* Mechanismus wird auch für Verdichter V2AS1 das Blockagegebiet stromab der Rotoreintrittsebene verschoben, verbunden mit einem erhöhten Totaldruckverhältnis im stabilitätskritischen Kennfeldbereich.

4.4 Diskussion der Ergebnisse

Ziel dieses Kapitels ist es, die Aerodynamik konventioneller Radialverdichter zu untersuchen und diese hinsichtlich des Totaldruckverhältnisses im stabilitätskritischen Kennfeldbereich und der Stabilitätsgrenze zu optimieren. Hierzu kann durch experimentelle, numerische und analytische Betrachtung der Strömungsmechanik des Verdichters V1SC nachgewiesen werden, dass Blockage an der Rotoreintrittsebene für das charakteristische Überrollverhalten der Drehzahllinien im stabilitätskritischen Kennfeldbereich verantwortlich ist. Anhand numerischer und experimenteller Ergebnisse wird nachgewiesen, dass Axialnutkonfigurationen im Gehäuse des Verdichters die lokale Ausprägung der Blockagezone reduzieren und die Zuströmung zum Verdichter näherungsweise ungestört erfolgen kann. Auf Grund dessen nimmt die Umlenkung der Strömung des Verdichters zu, wodurch der Arbeitseintrag und damit das Totaldruckverhältnis im stabilitätskritischen Kennfeldbereich steigen. Diese aerodynamischen Wirkmechanismen der Gehäusestrukturen können mittels Variationsstudien untermauert werden.

Auf Grundlage der experimentellen und numerischen Ergebnisse kann zwar das erhöhte Totaldruckverhältnis erklärt werden, nicht jedoch das Stabilitätsverhalten der untersuchten Verdichterkonfigurationen mit glattem Gehäuse und Gehäusestruktur. Theoretische Ansätze zur Beschreibung des bereits diskutierten *Onset of Surge*

gehen von einer zunehmenden aerodynamischen Belastung der Verdichterbeschaufelung während des Drosselvorganges aus (vgl. Cumpsty [16]). Insbesondere die numerischen Untersuchungen des Verdichters V1SC zeichnen jedoch ein konträres aerodynamisches Bild. Mit zunehmender Drosselung des Verdichters nimmt die Inzidenz der von der Hauptströmung benetzten Schaufelschnitte ab. Ein Erklärungsansatz, die den *Onset of Surge* auf Basis bekannter theoretischer Ansätze in Axialverdichtern beschreiben, ist deshalb nicht möglich. Hier ist ein systemischer Ansatz notwendig, der die Stabilität des gesamten Ladeluftsystem berücksichtigt. Diese systemische Betrachtung erfolgt im anschließenden Kapitel.

5 Modellierung der Stabilitätsgrenze

Auf Basis von Greitzer's analytischer systemischer Betrachtung des Ladeluftsystems kann eine Vorhersage über das Stabilitätsverhalten des gesamten Ladeluftsystems getroffen werden [30]. Sowohl die analytische Herleitung, als auch die experimentelle Validierung, wurden von Greitzer an einem Axialverdichter durchgeführt. Im Gegensatz zu Anwendungen in der Luftfahrtindustrie sind bei Automobilanwendungen mehrere Komponenten, wie beispielsweise Luftfilter und Krümmer, integriert, die einen zusätzlichen Druckverlust erzeugen. Um den Einfluss dieser Komponenten im Gesamtsystem darstellen zu können, wird im Folgenden ein Systemmodell vorgestellt, welches die physikalischen Eigenschaften dieser Bauteile in Bezug auf das Stabilitätsverhalten berücksichtigt. Das Ziel der analytischen Modellierung liegt darin, ein Stabilitätskriterium für Ladeluftsysteme von Automobilanwendungen herzuleiten. Auf Basis des Modells wird das Verständnis der Stabilitätsgrenze von Radialverdichtern mit glattem Gehäuse als auch mit applizierter Gehäusestruktur erweitert.

5.1 Modellannahmen

Um die physikalischen Eigenschaften des Ladeluftsystems beschreiben zu können, wird dieses durch ein pneumatisches Ersatzsystem vereinfacht. Hierzu sind einige Annahmen zu treffen, die im Folgenden zusammengefasst sind:

- Die physikalischen Eigenschaften des Systems können durch eine eindimensionale Betrachtung vollständig abgebildet werden. Mehrdimensionale, physikalische Eigenschaften in den Einzelkomponenten bleiben unberücksichtigt.
- Die verdichtersaugseitige und verdichterdruckseitige Strömung wird als inkompressibel angenommen.
- Volumenkräfte werden vernachlässigt.
- Die geometrischen Größen des Systems sind konstant. Das bedeutet, dass sich diese weder zeitlich noch betriebspunktabhängig ändern.
- Druckerzeuger und Verlustkomponenten sind als ideal zu betrachten. Reale Einflussfaktoren, wie beispielsweise Hysterese, werden vernachlässigt. Die

Komponentencharakteristika sind darüber hinaus in dem jeweiligen Betriebspunkt linearisierbar.

Mit diesen Annahmen kann das pneumatische Ersatzsystem erstellt werden. Im Vergleich zu Greitzers Modell wird zusätzlich zur Austrittsdrossel K_2 eine Eintrittsdrossel K_1 im Ladeluftsystem berücksichtigt. Die Einlaufdrossel fasst alle Druckverluste, wie beispielsweise die verdichtersaugseitig montierte Massenstrommessblende, der Einlaufstrecke zusammen. Für die Herleitung des Stabilitätskriteriums sind die

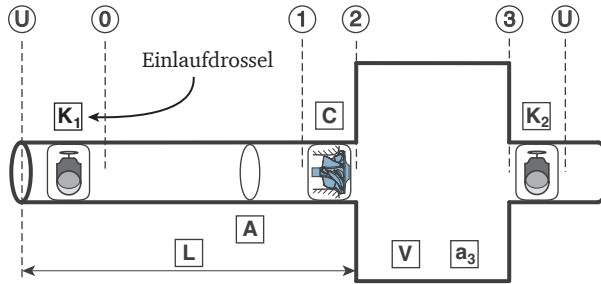


Abbildung 5.1: Pneumatisches Ersatzmodell des Ladeluftsystems

geometrischen Eigenschaften der Länge L und der Querschnittsfläche A der verdichtersaugseitigen Verrohrung und des Volumens V des verdichterdruckseitigen Plenums relevant. Darüber hinaus werden die Eigenschaften des Verdichters, dessen Verdichtercharakteristik sowie die Drosselcharakteristiken beider pneumatischer Widerstände zur Beschreibung des Stabilitätsverhaltens benötigt.

5.2 Herleitung des Stabilitätskriteriums

Zur Beschreibung der physikalischen Eigenschaften des Ersatzsystems werden die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls der beiden Kontrollvolumina, der verdichtersaugseitigen Verrohrung und des verdichterdruckseitigen Plenums, aufgestellt. Die Betrachtung des Stabilitätsverhaltens erfolgt anhand einer Störungsbetrachtung. Hierzu werden die Erhaltungsgleichungen im jeweiligen Betriebspunkt linearisiert. Die Komponenten Drossel und Verdichter werden hierbei durch deren funktionalen Zusammenhang zwischen statischer Druckänderung Δp und dem Realmassenstrom \dot{m}_1 beschrieben:

$$\frac{d(p_2 - p_1)}{d\dot{m}_1} = c; \quad \frac{d(p_U - p_0)}{d\dot{m}_0} = g_1; \quad \frac{d(p_3 - p_U)}{d\dot{m}_3} = g_2 \quad (5.1)$$

Zum besseren Verständnis der Zusammenhänge werden die Druckdifferenzen wie folgt beschrieben.

$$\Delta p_c = p_2 - p_1; \quad \Delta p_{K_1} = p_U - p_0; \quad \Delta p_{K_2} = p_3 - p_U \quad (5.2)$$

Zur Betrachtung des Ladeluftsystems werden die Erhaltungsgleichungen für Impuls und Masse angewandt. Die Impulsgleichung in integraler Schreibweise lautet wie folgt:

$$\iiint_{(V)} \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} dV + \iint_{(S)} \rho \vec{v}(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \iiint_{(V)} \rho \vec{k} dV + \iint_{(S)} \vec{t} dS \quad (5.3)$$

Die verdichtersaugseitige Verrohrung ist mit konstantem Querschnitt zwischen den Ebenen U und 2 ausgeführt. Die Strömungsgeschwindigkeit und deren Änderung entlang der Verrohrung werden als gering angenommen. Dies ist auf Basis von experimentellen Untersuchungen gerechtfertigt. Der Einfluss der Druckänderungen durch die Systemkomponenten Drossel und Verdichter wird vernachlässigt. Mit den bereits eingangs erwähnten Annahmen kann Gleichung 5.3 zwischen den Kontrollebenen U und 2 vereinfacht werden.

$$\frac{L}{A} \frac{\partial \dot{m}_1}{\partial t} = \Delta p_c - \Delta p_{K_1} - (p_2 - p_U) \quad (5.4)$$

Im verdichterdruckseitigen Plenum wird die kinetische Energie des Mediums in Druckenergie gewandelt. Um dies zu ermöglichen, muss Masse im Plenum gespeichert werden können. Dieser Zusammenhang lässt sich anschaulich anhand der Kontinuitätsgleichung darstellen:

$$\iiint_{(V)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \iint_{(S)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS \quad (5.5)$$

Die Kontinuitätsgleichung lässt sich unter der Annahme isentroper Zustandsänderungen innerhalb des verdichterdruckseitigen Volumens vereinfachen. Die Variable a_3^2 stellt die Schallgeschwindigkeit im Plenum dar.

$$\frac{V}{a_3^2} \frac{\partial p_2}{\partial t} = \dot{m}_1 - \dot{m}_3 \quad (5.6)$$

Im Fokus der Untersuchungen steht das dynamische Verhalten des Ladeluftsystems. Im Folgenden wird deshalb der Einfluss schwankenden Massenstromes auf

die Erhaltungsgleichungen für Impuls und Masse untersucht. Die betrachteten Massenstromschwankungen sind hierbei gering. Diese Erhaltungsgleichungen können deshalb wie folgt dargestellt werden:

$$\frac{L}{A} \frac{\partial \left(\frac{d\dot{m}_1}{dt} \delta \dot{m}_1 \right)}{\partial t} = \frac{d\Delta p_c}{d\dot{m}_1} \delta \dot{m}_1 - \frac{d\Delta p_{K_1}}{d\dot{m}_1} \delta \dot{m}_1 - \frac{d\Delta p_{K_2}}{d\dot{m}_3} \delta \dot{m}_3 \quad (5.7)$$

$$\frac{V}{a_3^2} \frac{\partial \left(\frac{dp_3}{d\dot{m}_3} \delta \dot{m}_3 \right)}{\partial t} = \frac{d\dot{m}_1}{d\dot{m}_1} \delta \dot{m}_1 - \frac{d\dot{m}_3}{d\dot{m}_3} \delta \dot{m}_3 \quad (5.8)$$

Diese lassen sich durch die definierten Zusammenhänge der Gleichungen 5.1 und 5.2 vereinfachen.

$$\frac{L}{A} \frac{\partial (\delta \dot{m}_1)}{\partial t} = c \delta \dot{m}_1 - g_1 \delta \dot{m}_1 - g_2 \delta \dot{m}_3 \quad (5.9)$$

$$\frac{V g_2}{a_3^2} \frac{\partial (\delta \dot{m}_3)}{\partial t} = \delta \dot{m}_1 - \delta \dot{m}_3 \quad (5.10)$$

Die Gleichungen 5.7 und 5.8 können in die anschaulichere Matrizenschreibweise umgeschrieben werden.

$$\begin{bmatrix} \frac{A(c-g_1)}{L} & -\frac{A \cdot g_2}{L} \\ \frac{a_3^2}{V \cdot g_2} & -\frac{a_3^2}{V \cdot g_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \dot{m}_1 \\ \delta \dot{m}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{d(\delta \dot{m}_1)}{dt} \\ \frac{d(\delta \dot{m}_3)}{dt} \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Anhand dieser kann das charakteristische Polynom durch Berechnung der Determinante $\det(A - E\lambda)$ bestimmt werden.

$$\frac{LV g_2}{A a_3^2} \lambda^2 + \left(\frac{L}{A} - \frac{V(c-g_1)g_2}{a_3^2} \right) \lambda + (g_1 + g_2 - c) = 0 \quad (5.12)$$

Ähnlich den Eigenschaften eines mechanischen Ersatzsystems können aus dem charakteristischen Polynom die Eigenkreisfrequenz und die Dämpfung des Ladeluftsystems berechnet werden. Die Eigenkreisfrequenz des Systems berechnet sich nach Gleichung 5.13.

$$\omega_0 = \left(\frac{Aa_3^2 (g_1 + g_2 - c)}{LV g_2} \right)^{0.5} \quad (5.13)$$

Die Systemdämpfung ist eine dimensionslose Größe, welche nach Gleichung 5.14 bestimmt werden kann.

$$D = \frac{Aa_3^2}{2LV g_2 \omega_0} \left(\frac{L}{A} - \frac{V(c - g_1)g_2}{a_3^2} \right) \quad (5.14)$$

Die Lösung des charakteristischen Polynoms (Gleichung 5.12) ist stabil für negative, reelle Eigenwerte. Das ist der Fall für positive Werte des dimensionslosen Dämpfungsgrades D . Das bedeutet, dass freie Schwingungen gedämpft werden und zeitlich abklingen, da während der Schwingung Energie dissipiert wird. Im Gegensatz dazu ist ein System mit negativem Dämpfungsgrad selbsterregt und damit instabil. Das bedeutet, dass durch das Aufprägen von kleinen Störungen die Amplituden über die Zeit zunehmen. Das System kann nicht eigenständig in den Gleichgewichtszustand zurückkehren.

Dies ist der Fall, wenn der Faktor D_S des Dämpfungsgrades D negativ wird, da alle weiteren Größen positive Werte annehmen (Gleichung 5.15). Zur Bewertung der Systemstabilität sind somit die Größen des Faktors D_S zu bestimmen. Im Folgenden wird deshalb der Faktor D_S als Stabilitätskriterium verwendet.

$$D_S = \left(\frac{L}{A} - \frac{V(c - g_1)g_2}{a_3^2} \right) \quad (5.15)$$

Das Stabilitätskriterium lässt sich in den bekannten Greitzer-Faktor umrechnen. Hierfür wird die Einlaufdrossel eliminiert und der Term entdimensioniert (siehe Kapitel 2.3). Der Unterschied zu Greitzer's Modell liegt einerseits in der Berücksichtigung des Widerstandes der Einlaufdrossel. Andererseits wird mittels des dimensionslosen Dämpfungsgrades ein allgemein gültiges Stabilitätskriterium hergeleitet, welches nicht nur die geometrischen Größen, sondern alle Systemkomponenten in die Stabilitätsbetrachtung mit einbezieht. Jedes Ladeluftsystem, welches durch das Ersatzsystem in Abbildung 5.1 abstrahiert werden kann, ist bei negativem Dämpfungsgrad D instabil.

Das Stabilitätskriterium wird zum einen durch die konstanten geometrischen Werte Eintrittslänge L , Eintrittsquerschnitt A und das verdichterdruckseitige Plenum V beschrieben. Zum anderen enthält das Stabilitätskriterium Variablen, die sich abhängig vom Betriebspunkt und den Systemrandbedingungen ändern. Dabei handelt

es sich bei der Systemgröße c um die Verdichtercharakteristik und bei der Systemgröße g um die Drossелеigenschaften. Diese Variablen sind empirische Größen, die experimentell bestimmt werden und abhängig vom Betriebspunkt aus den vorliegenden Datensätzen berechnet werden können. Die Schallgeschwindigkeit a_3 ist eine Zustandsvariable, welche aus den strömungsmechanischen und thermodynamischen Eigenschaften des Systems berechnet werden muss und deshalb ebenfalls abhängig vom Betriebspunkt des Verdichters ist.

Die Tatsache, dass die Systemdämpfung betriebspunktabhängig berechnet werden muss, führt zu einem neuen Systemverständnis des Ladeluftsystems. Jeder Betriebspunkt besitzt nach Gleichung 5.12 demnach eine spezifische Übertragungsfunktion. Bei Aufprägung verdichterdruckseitiger Störungen wird die Systemantwort anhand dieser Übertragungsfunktion beschrieben. Durch Änderung des Betriebspunktes werden somit nicht nur der Wert des Dämpfungsgrades, sondern auch die Eigenfrequenz des Systems und das Antwortverhalten verändert. Dies hat Konsequenzen bei der Betrachtung der Systemantwort des Ladeluftsystems bei Fremderregung, was in Kapitel 6 näher betrachtet wird.

Im Folgenden bleibt die Untersuchung und Validierung des Modells auf stationäre Austrittsrandbedingungen beschränkt. Um die betriebspunktabhängigen Größen c , g_1 , g_2 und a_3 zu ermitteln, ist es nach den obigen Überlegungen notwendig, ein zusätzliches Systemmodell zur Berechnung der Zustandsgrößen zu entwickeln, mit dem diese stromauf und stromab der einzelnen Systemkomponenten berechnet werden.

5.3 Berechnung der Stabilitätsgrenze

Das Systemmodell zur Bestimmung des Stabilitätskriteriums ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Basis des Modells ist hierbei das pneumatische Ersatzsystem, welches in Kapitel 5.1 vorgestellt wurde. Als Eingangsgrößen werden die Randbedingungen des Systems sowie die Verdichter- und Drosselcharakteristik benötigt. Da das Stabilitätskriterium für jeden Betriebspunkt berechnet wird, sind diese ebenfalls vorzugeben. Unter Berücksichtigung der thermodynamischen Effekte des Systems können die Zustandsgrößen in der Verrohrung stromauf und stromab des Verdichters berechnet werden. Somit stehen alle Größen zur Verfügung, um die Stabilität des Verdichters in jedem vorgegebenen Betriebspunkt mit Hilfe des Stabilitätskriteriums zu prüfen.

Umgebungsbedingungen

Als Eintrittsebene des Systems wird der Beginn der Verrohrung definiert, als Austrittsebene das Verrohrungsende. Die Umgebungsbedingungen sind als Ruhegrößen definiert. Die Zustandsänderungen von Umgebung nach Eintrittsebene und Austritts-

ebene zu Umgebung werden als isentrop betrachtet. Grund hierfür sind einerseits die relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten, die in der Verrohrung vorliegen. Andererseits sind die Querschnittsänderungen zwischen Umgebung und Verrohrung im vorliegenden Versuchsaufbau stetig und verlustarm ausgeführt.

Verlustcharakteristiken

Alle Komponenten des Systems, die einen pneumatischen Widerstand darstellen, werden als Verlust behandelt. Die geschwindigkeitsabhängige, spezifische Dissipation dieser Widerstände wird als *Verlustcharakteristik* oder auch als *Druckverlustbeiwert* bezeichnet. Bei allen Verlustkomponenten wird eine homogene, drallfreie Zuströmung vorausgesetzt. Wie in Gleichung 5.1 dargestellt, wird die Drosselcharakteristik g_1 aus der Verlustcharakteristik aller verdichtersaugseitig verbauten, pneumatischen Bauteile berechnet. Bei Androsselung des Verdichters entlang einer Drehzahllinie sinkt der Massenstrom. Dadurch nimmt die Steigung der Drosselkennlinie und damit auch der Wert der Drosselcharakteristik g_1 ab (Abbildung 5.2). Die Verlustcharakteristik starrer pneumatischer Bauteile, wie beispielsweise der Verrohrung, Bögen und Siebe, bleibt unabhängig des Verdichterbetriebspunktes konstant.

Die Drosselventile stromauf und stromab des Verdichters besitzen von der Drosselstellung abhängige Verlustcharakteristika. Abhängig von der Drosselposition ändert sich der Druckverlustbeiwert der variablen Systemkomponente. In den nachfolgenden Untersuchungen wird die Drosselposition des verdichtersaugseitigen Drosselventils fest eingestellt, weshalb diese als starr betrachtet werden kann. In dem in Abbildung 5.2 dargestellten Beispiel wird deutlich, dass sich somit zur Androsselung des Verdichters die Verlustcharakteristik der verdichterdruckseitig verbauten Drossel ändert. Dadurch nimmt, im Gegensatz zu starren pneumatischen Bauteilen, die Steigung der Drosselcharakteristik g_2 bei Reduktion des Massenstromes zu.

Verdichtercharakteristik

Um den Arbeitseintrag des Radialverdichters berechnen zu können, wird dessen Verdichtercharakteristik benötigt. Diese beschreibt die Druckdifferenz, welche der Verdichter am jeweiligen Betriebspunkt in die Strömung einbringt, als Funktion des Massenstromes. Die Verdichtercharakteristik definiert den gesamten Arbeitsbereich des Verdichters, vom Betriebspunkt bei Massenstrom $0 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$ bis zum Erreichen der maximalen Durchsatzgrenze, an welcher der Verdichter aerodynamisch sperrt. Im Realfall liegen keine vollständigen Informationen über den gesamten Arbeitsbereich des Verdichters vor, da das experimentell ermittelte Kennfeld durch die stabilitäts- und systembedingten Betriebsgrenzen nur einen Teil der Verdichtercharakteristik darstellt.

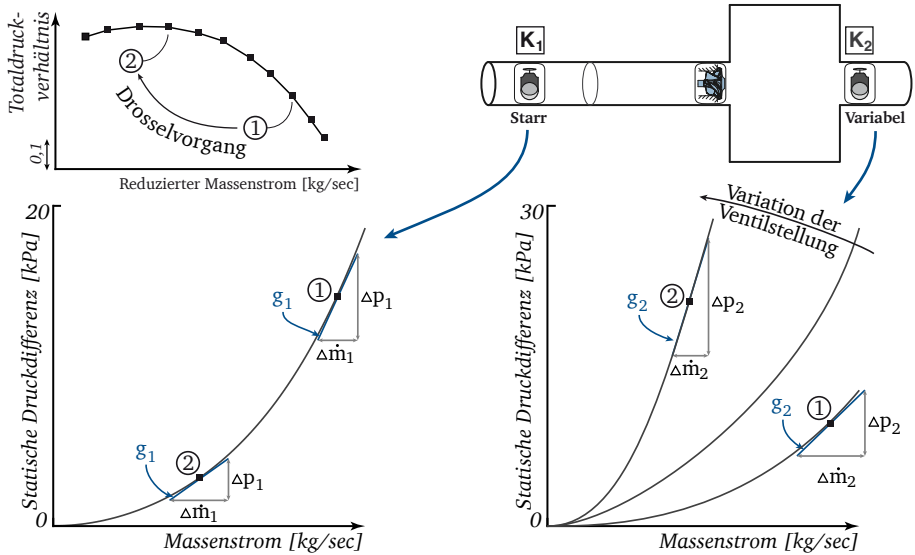


Abbildung 5.2: Verlustcharakteristiken von starren pneumatischen Bauteilen und des verdichterdruckseitigen Drosselventils

Eine Erweiterung des Kennfeldbereiches ist einerseits durch stabilisierende Maßnahmen des Ladeluftsystems möglich, die in diesem Kapitel erläutert werden. Andererseits können die Drehzahllinien extrapoliert werden. Modellierungsansätze für eine Kennfeldextrapolation finden sich in den Arbeiten von Galindo [25] und Leufven [41]. Da die Allgemeingültigkeit dieser Ansätze in der vorliegenden Arbeit nicht bestätigt werden kann und somit Abweichungen zwischen Modell und Experiment nicht quantifiziert werden können, werden im Folgenden nur durch systemische Maßnahmen erweiterte Kennfelder dargestellt.

Um eine Berechnung beliebiger Betriebspunkte des Verdichters entlang einer Drehzahllinie zu gewährleisten, müssen die gemessenen Kennfelddaten interpoliert werden. Eine Approximation der Daten mittels einer Ausgleichskurve ist aufgrund der hohen Fehler in der Bestimmung der Kurvengradienten im stabilitätskritischen Kennfeldbereich nicht zielführend. Als Interpolationsverfahren wird die Interpolation auf Basis des kubisch hermiteschen Splines gewählt. Diese stetig differenzierbare Interpolationsfunktion besitzt den Vorteil, die Kurventangenten an den Anfangs- und Endpunkten benachbarter, segmentierter Einzelfunktionen anzugleichen. Zur Berechnung der verdichterdruckseitigen Zustandsgrößen werden zusätzlich die In-

formationen des Verdichterwirkungsgrades benötigt. Diese werden ebenfalls mittels des kubischen hermiteschen Splines abgebildet.

Bestimmung der Betriebspunktstabilität

Um die Stabilität eines Betriebspunktes berechnen zu können, müssen die oben genannten Systemgrößen des Stabilitätskriteriums bestimmt werden. Die geometrischen Parameter sind konstant und können vermessen werden. Die Komponentengrößen c , g und die Schallgeschwindigkeit a_3 am Austritt des Verdichters sind jedoch Betriebspunktabhängig. Deshalb müssen für jeden Betriebspunkt die Zustandsgrößen und Strömungsgrößen in den Kontrollvolumina bestimmt werden.

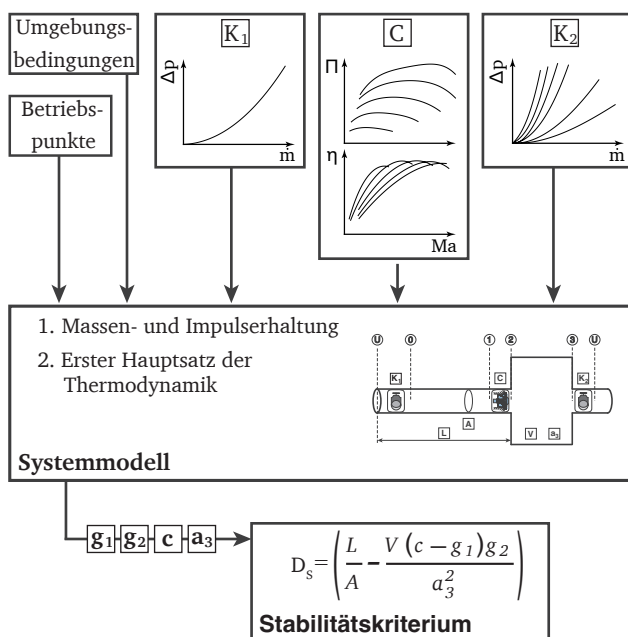


Abbildung 5.3: Vorgehensweise zur Berechnung der Stabilitätsgrenze mittels des Systemmodells

Zur Bestimmung der intensiven Zustandsgrößen stromauf und stromab des Verdichters werden die Grundgleichungen der Strömungsmechanik betrachtet. Die Annahme idealen Gases ist gerechtfertigt, da die auftretenden Druck- und Temperaturdifferenzen einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Kompressionsfaktor von Luft besitzen. Um das Gleichungssystem zu schließen, wird deshalb die idea-

le Gasgleichung berücksichtigt. Die Impulserhaltung vereinfacht sich durch die Annahme inkompressibler Strömung. Dies ist durch geringe Mach-Zahlen im Ladeluftsystem, insbesondere an der Stabilitätsgrenze, gerechtfertigt. Als weitere Annahme wird Stationarität im zu bestimmenden Betriebspunkt vorausgesetzt. Dies steht im Widerspruch zum eigentlichen Ziel der Modellierung der Stabilitätsgrenze, der Bestimmung instabiler, instationärer Betriebspunkte. Wie in Kapitel 5.2 dargestellt, handelt es sich bei der analytischen Modellierung jedoch um eine Betrachtung der betriebspunktabhängigen Vergrößerungsfunktionen. Deshalb müssen im ersten Schritt die Zustandsgrößen in der Ruhelage des Systems erfasst werden. Hierzu wird das Gleichungssystem gelöst und die statischen Druckänderungen der Verlustkomponenten und des Verdichters berechnet.

Im zweiten Schritt werden die Systemgrößen zur Bestimmung der Systemstabilität abgeleitet. Hierzu werden die Steigungen in den jeweiligen Betriebspunkten der Verlustkomponenten und der Verdichtercharakteristik berechnet. Mit den Systemgrößen c und g sowie der im Schritt zuvor berechneten Schallgeschwindigkeit a_3 im verdichterdruckseitigen Plenum kann das Stabilitätskriterium D_s berechnet werden. Anhand des Wertes kann die Stabilität des Systems bestimmt werden.

5.4 Validierung der analytischen Modellierung

Das Ziel dieser Validierungsstudie ist es, durch Variation einzelner Einflussgrößen des Stabilitätskriteriums deren funktionalen Zusammenhang zu untersuchen. Als Validierungsmessungen werden im Folgenden drei Messkampagnen vorgestellt. Versuchsträger hierbei ist der Verdichter V1SC. Im ersten Schritt wird das Stabilitätskriterium durch Variation des verdichterdruckseitigen Plenums V bei offener Einlaufdrossel K_1 untersucht. Der Einfluss sich verändernder verdichterdruckseitiger Volumina auf die Stabilitätsgrenze von Radialverdichtern ist bekannt und dient als grundsätzliche Basisstudie. Im zweiten Schritt wird der Systemeinfluss auf die Stabilitätsgrenze durch Änderung der verdichtersaugseitigen Verlustcharakteristik K_1 betrachtet. Abschließend erfolgt eine Variationsstudie der Verdichtercharakteristik c . Hierzu wird eine Verdichterkonfiguration mit glattem Gehäuse einer Konfiguration mit Gehäusestruktur gegenübergestellt.

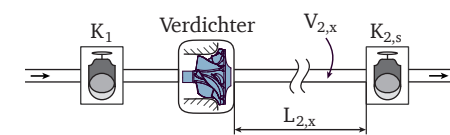
5.4.1 Variation des verdichterdruckseitigen Plenums

Zur Variation des verdichterdruckseitigen Plenums werden die in Abbildung 5.4 dargestellten Volumina verwendet. Das Volumen V_1 ist das kleinste, technisch umsetzbare Volumen am Prüfstand. Das größte Volumen V_s stellt das Volumen des Standardmessaufbaus dar. Durch Voruntersuchungen konnte festgestellt werden,

dass eine Sensitivität hinsichtlich der Stabilitätsgrenze aufgrund einer Reduzierung des Austrittsvolumens erst durch deutliche Reduktion des verdichterdruckseitigen Plenums im Vergleich zu V_s auftritt. Die Variante V_5 stellt das größtmögliche, verdichterdruckseitige Volumen dar, bei dem eine signifikante, zu messende Verschiebung der Stabilitätsgrenze im Vergleich zu V_s auftritt. V_5 entspricht im vorliegenden Messaufbau 24% des verdichterdruckseitigen Volumens V_s des Standardaufbaus.

Um den Einfluss akustischer Effekte der Verdichterdruckseite auf das Stabilitätsverhalten auszuschließen, wird die Stabilitätsgrenze einer zusätzlichen Variante V_6 , mit verändertem Rohrdurchmesser, vermessen. Das Volumen des Plenums V_6 entspricht dabei dem der Variante V_5 . Die Länge des Plenums V_6 hingegen ist um 75% gegenüber der Konfiguration V_5 verkürzt. Physikalische, akustische Effekte, welche die Stabilitätsgrenze beeinflussen und damit abhängig sind von der Länge des verdichterdruckseitigen Plenums, können durch diese Variation erfasst werden.

Konfiguration 1 - 5



Konfiguration 6

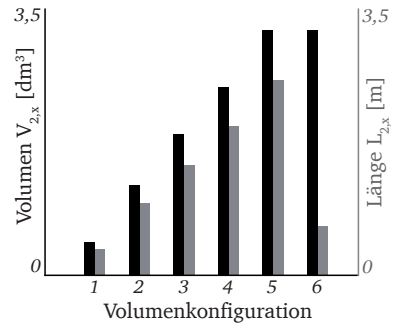
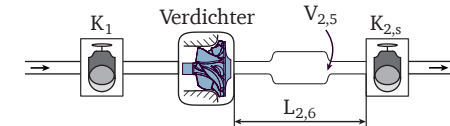
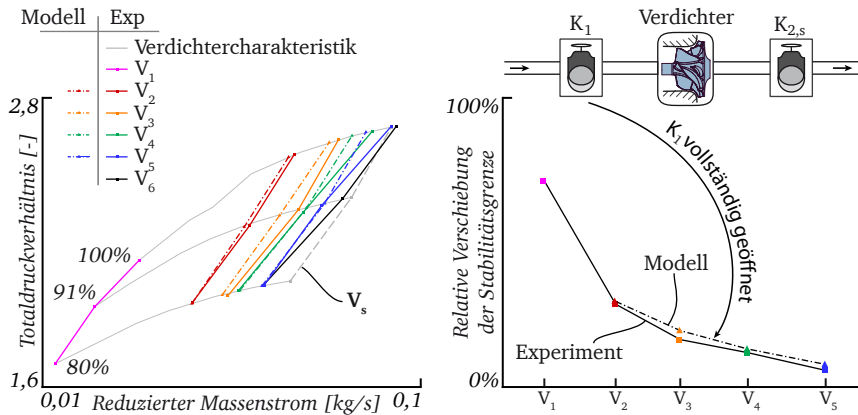


Abbildung 5.4: Varianten des verdichterdruckseitigen Plenums

Die Experimente werden unter stationären Randbedingungen durchgeführt. Zur Drosselung des Verdichters entlang einer Drehzahllinie wird das verdichterdruckseitige Ventil $K_{2,s}$ verwendet, wodurch die verdichtersaugseitige Verlustcharakteristik konstant bleibt. Das Eintrittsventil K_1 ist offen. In Abbildung 5.5a sind die Stabilitätsgrenzen der einzelnen Volumenvariationen dargestellt. Als Kennfeld hinterlegt sind drei mittlere Drehzahllinien, welche mit kleinstem Volumen V_1 vermessen wurden. Zum Vergleich der analytischen und experimentellen Ergebnisse sind die Stabilitätsgrenzen beider Methodiken dargestellt.

Durch schrittweise Reduzierung des verdichterdruckseitigen Plenums kann der analytische, wie auch experimentell bestimmte Massenstrom des letzten stabilen Betriebspunktes sukzessive in Richtung kleinerer Werte verschoben werden. Im Vergleich beider Methoden haben die Ergebnisse bei kleinen Drehzahlen eine relative, mittlere Abweichung von 0.4%. In Richtung größerer Verdichterumfangsgeschwin-



(a) Stabilitätsgrenzen mit Variation der Verdichterdruckseite (b) Relative Änderung der Stabilitätsgrenze

Abbildung 5.5: Verschiebung der Stabilitätsgrenze durch Variation des verdichterdruckseitigen Volumens mit offener Einlaufdrossel K_1

digkeiten nehmen die Unterschiede zu und können mit einer mittleren Abweichung von 4.1% für die höchste Drehzahl als ausreichend genau bewertet werden. Die Volumen V_5 und V_6 zeigen in der Gegenüberstellung der Stabilitätsgrenzen keine signifikanten Unterschiede. Daraus kann geschlossen werden, dass zwar das Volumen, jedoch nicht die geometrische Gestalt des verdichterdruckseitigen Plenums die Stabilitätsgrenze beeinflusst.

Für Konfiguration V_1 liegt nur die experimentell bestimmte Stabilitätsgrenze vor. Eine analytische Stabilitätsgrenze kann nicht bestimmt werden. Die berechneten Werte des Stabilitätskriteriums D_s der Betriebspunkte besitzen im erweiterten Kennfeldbereich stets positive Werte. Eine Extrapolation der Drehzahllinien des vorliegenden Kennfeldbereiches wird nicht durchgeführt¹.

Abbildung 5.5b stellt die über alle drei Drehzahlen hinweg gemittelte, relative Änderung der Stabilitätsgrenze der untersuchten Varianten in Bezug auf die Standardkonfiguration V_s dar. Es sind hierbei die Graphen für die experimentellen wie auch die analytischen Ergebnisse für die betrachteten Drehzahlkurven abgebildet. Alle Kurvenverläufe weisen einen nicht-linearen, hyperbolischen Charakter auf.

¹ Es liegen keine allgemein gültigen empirischen Beziehungen zur Beschreibung des Kennlinienverlaufs im instabilen Kennfeldbereich vor. Eine analytische Abschätzung des Kennlinienverlaufs ist nicht möglich, da die Strömungssituation in diesem Bereich und die daraus resultierenden physikalischen Wirkmechanismen nicht bekannt sind.

Ausgehend von Konfiguration V_5 steigt die Verschiebung der Stabilitätsgrenze mit kleiner werdendem verdichterdruckseitigem Volumen stark an. In Abbildung 5.5b wird deutlich, dass die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze mit zunehmendem verdichterdruckseitigem Volumen einen asymptotischen Verlauf aufweist. Eine weitere Verschiebung des stabilen Kennfeldbereiches ist mit größer werdendem Plenum über das Volumen V_5 hinaus unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit nicht detektierbar. Insgesamt können die Erkenntnisse der eingangs erwähnten Voruntersuchungen bestätigt werden. Eine Sensitivität der Stabilitätsgrenze liegt nur in einem bestimmten Volumenbereich vor.

5.4.2 Variation der verdichtersaugseitigen Verlustcharakteristik

Die Änderung der Stabilitätsgrenze durch Variation des verdichterdruckseitigen Plenums ist bereits durch Greitzer beschrieben. In der Herleitung des Stabilitätskriteriums dieser Arbeit wird jedoch, im Unterschied zur Herleitung des Stabilitätskriteriums nach Greitzer, das gesamte System zusammen mit den verdichtersaugseitigen, aerodynamischen Widerständen berücksichtigt. Um zu prüfen, ob das Stabilitätskriterium das Gesamtsystem korrekt darstellt, wird die Verlustcharakteristik der verdichtersaugseitigen Verrohrung variiert. Hierzu wird die Drosselstellung und damit die Drosselcharakteristik vor der Durchführung der Validierungsstudie verändert. Anschließend werden die verdichterdruckseitigen Volumina gemäß der oben dargestellten Sensitivitätsstudie variiert.

Nach Durchführung von Voruntersuchungen wird die Drosselstellung von K_1 so gewählt, dass im Punkt maximalen Wirkungsgrades der kleinsten Drehzahllinie der Eintrittsdruck um 5% im Vergleich zur Konfiguration mit offener Drossel sinkt. Diese Drosselstellung wurde nach mehreren Kriterien ausgewählt. Einerseits muss sich durch die Änderung der Drosselcharakteristik die Stabilitätsgrenze signifikant messbar verschieben. Andererseits ist der Druckverlust moderat zu wählen, um die allgemeine Übertragbarkeit auf reale Anwendungen und die messtechnisch zuverlässige Bestimmung der Stabilitätsgrenze zu gewährleisten. Die Erfassung der Stabilitätsgrenze erfolgt nach dem in Kapitel 3.2 vorgestellten Verfahren.

In Abbildung 5.6a sind die Ergebnisse bezüglich der Verschiebung der Stabilitätsgrenze bei Variation des verdichterdruckseitigen Plenums mit veränderter Eintrittsdrosselstellung abgebildet. Durch die Änderung der K_1 -Drosselcharakteristik verschieben sich die Stabilitätsgrenzen aller Plenumkonfigurationen im Vergleich zu offener Drosselstellung in Richtung kleinerer Massenströme. Bei Gegenüberstellung der analytischen und experimentellen Ergebnisse zeigen sich deutliche Unterschiede für das Plenum V_2 . Abweichungen können hierbei durch die messtechnische Erfassung der Stabilitätsgrenze entstehen. Betriebspunkte werden auch für diese Volumenkonfiguration als stabil bewertet, wenn die vorgegebenen Sta-

bilitätsgrenzwerte überschritten werden. Für das Plenum V_2 treten bereits bei größeren reduzierten Massenströmen Druckschwankungen im erweiterten Kennfeldbereich auf. Die Schwankungsamplituden nehmen mit Erhöhung des Drosselgrades sukzessive zu. Bei den Versuchskonfigurationen mit größeren verdichterdruckseitigen Volumina ist der Übergang in die Verdichterinstabilität durch die signifikante Überschreitung der Grenzwerte zur Detektion der Verdichterinstabilität erkennbar. Dies ist, wie beschrieben, für Volumenkonfiguration V_2 nicht der Fall, weshalb Abweichungen in der experimentellen Erfassung der Stabilitätsgrenze für diese Volumenkonfiguration entstehen können.

Im Vergleich der Stabilitätsgrenzen der Konfigurationen V_5 und V_6 zeigt sich eine näherungsweise identische Kennfelderweiterung. Der Einfluss akustischer Effekte innerhalb der Verrohrung der Verdichterdruckseite auf das Stabilitätsverhalten des Systems ist in der untersuchten Konfiguration ebenfalls nicht erkennbar.

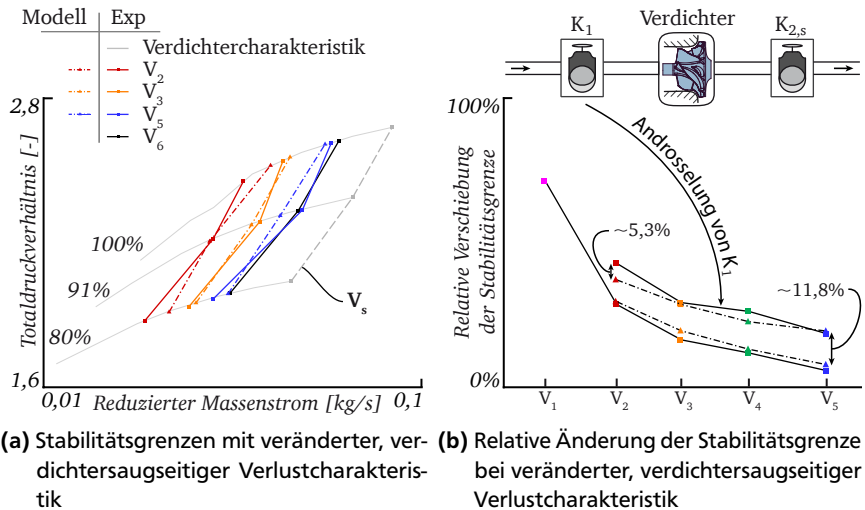


Abbildung 5.6: Verschiebung der Stabilitätsgrenze durch Variation des verdichterdruckseitigen Volumens mit verdichtersaugseitiger Drosselung des Ventils K_1

In Abbildung 5.6b ist die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze der einzelnen Drehzahllinien aufgetragen. Durch Variation des verdichterdruckseitigen Plenums ist ein ähnlicher Trend im Kurvenverlauf zwischen den Konfigurationen mit und ohne Einlaufdrosselung zu erkennen. Die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze aufgrund der verdichtersaugseitigen Drosselung entspricht für das Volumen V_5 11,8%. Die Sensitivität der Stabilitätsgrenze des Prüfstandsbaus

in Bezug auf Änderungen des verdichterdruckseitigen Plenums nimmt mit kleiner werdendem Volumeninhalt zu. Unter Berücksichtigung der Gleichung 5.15 kann mit Hilfe der experimentellen Ergebnisse bestätigt werden, dass der Einfluss des verdichterdruckseitigen Volumens auf die Stabilitätsgrenze mit wachsendem Volumeninhalt asymptotisch abnimmt. Mittels verdichtersaugseitiger Drosselung kann bei sehr großem verdichterdruckseitigem Plenum dennoch Einfluss auf die Stabilitätsgrenze genommen werden. Diese stabilisierende Wirkung verdichtersaugseitiger Verlustkomponenten kann nicht nur experimentell nachgewiesen, sondern auch anhand des analytisch hergeleiteten Stabilitätskriteriums (Gleichung 5.15) formal beschrieben werden.

5.4.3 Variation der Verdichtercharakteristik

In Kapitel 4 werden die Verdichterkennfelder der Konfigurationen mit glattem Gehäuse den Konfigurationen mit Gehäusestruktur gegenübergestellt. Für niedrige und mittlere Verdichterdrehzahlen kann trotz des starken aerodynamischen Einflusses der Axialnutkonfiguration eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze hin zu kleineren, reduzierten Massenströmen festgestellt werden. Eine physikalische Begründung anhand der vorliegenden numerischen und experimentellen Kennfelddaten konnte hierfür abschließend nicht gegeben werden. Aufgrund dessen wird im Folgenden eine analytische Betrachtung der Stabilitätsgrenze der Verdichterkonfiguration mit glattem Gehäuse einer Konfiguration mit Gehäusestruktur gegenübergestellt.

Als Verdichterrad wird Verdichter V3 mit einem Austrittsdurchmesser von $d_2 = 37\text{mm}$ ausgewählt. Dieser Durchmesser entspricht der typischen Laufradgröße für Verdichter, wie sie beispielsweise in Downsizing-Konzepten Anwendung finden. Durch die Skalierung des Verdichterlaufrades kann zusätzlich die Übertragbarkeit des Stabilitätskriteriums auf Ladeluftsysteme mit verändertem Massendurchsatz überprüft werden. Die geometrischen Unterschiede der Laufräder V1 und V3 liegen vorwiegend in der radialen Metallwinkelverteilung der Hauptschaufeln und der durch die Skalierung notwendigen Designveränderungen, wie beispielsweise der Vergrößerung des Filletradius. Da die Variation der Verdichtercharakteristik mittels des Vergleiches der Verdichterkonfigurationen V3SC und V3AS1 stattfindet, wird auf eine explizite Gegenüberstellung der Verdichtergeometrien V1 und V3 verzichtet.

Im Vergleich zu den oben dargestellten Validierungsmessungen bleiben für den experimentellen Versuchsaufbau die Drosselkomponenten K_1 und $K_{2,s}$ und die Eintrittslänge L des Stabilitätskriteriums erhalten. Die Geometrien der Messstücke werden hingegen den Vorgaben der SAE J1826 entsprechend angepasst. Dadurch ändern sich in Bezug auf das Stabilitätskriterium der Eintrittsquerschnitt A , das verdichterdruckseitige Volumen V und die Verdichtercharakteristik c im Vergleich zum Prüfstands Aufbau des Verdichters V1 mit $d_2 = 61\text{mm}$.

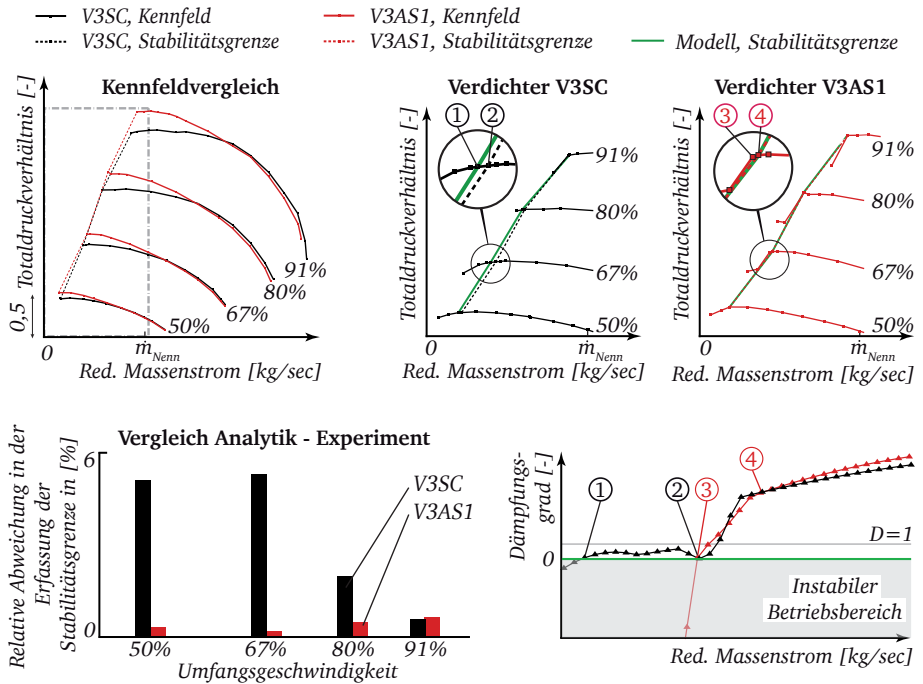


Abbildung 5.7: Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Verdichter V3SC und V3AS1

In Abbildung 5.7 links ist der Vergleich der mit offener Einlaufdrossel K_1 gemessenen Kennfelder der Konfigurationen V3SC und V3AS1 dargestellt. Die Konfiguration mit glattem Gehäuse zeigt das für Radialverdichter typische Überrollverhalten im stabilitätskritischen Kennfeldbereich. Durch Applikation der Gehäusestruktur wird die Kennliniencharakteristik in diesem Kennfeldbereich zu höheren Totaldruckverhältnissen verschoben. Mit Entdrosselung des Verdichters nimmt die Abweichung im Totaldruckverhältnis beider Verdichterkonfigurationen ab. Eine Verschiebung des stabilen Kennfeldbereiches der Verdichterkonfiguration V3AS1 gegenüber V3SC in Richtung geringerer, reduzierter Massenströme ist aufgrund der geringen Unterschiede im Verlauf beider Stabilitätsgrenzen nicht eindeutig erkennbar.

Zur Validierung der analytischen Ergebnisse sind in Abbildung 5.7 oben rechts die erweiterten Kennfelder beider Konfigurationen mit der jeweiligen experimentell erfassten und analytisch berechneten Stabilitätsgrenze dargestellt. Zur Anwendung des Stabilitätskriteriums wird das in den instabilen Betriebsbereich des Verdichters

erweiterte Kennfeld benötigt. Mittels verdichtersaugseitiger Drosselung durch das Einlassventil K_1 wird der stabile Kennfeldbereich in Richtung geringerer, reduzierter Massenströme verschoben.

Darüber hinaus ist die relative Abweichung der durch das Stabilitätskriterium berechneten gegenüber der experimentell erfassten Stabilitätsgrenze aufgetragen. Der Kennlinienverlauf des Verdichters V3SC ist im erweiterten Kennfeldbereich der Drehzahlen bis 80% Nenndrehzahl stetig. Die maximale Abweichung in der Bestimmung der Stabilitätsgrenze zwischen Verdichter V3SC und V3AS1 beträgt für diese Kennlinien maximal 5,7%. Die Verdichtercharakteristik der Umfangsgeschwindigkeit bei 91% Nenndrehzahl zeigt hingegen einen deutlichen Verlust des Totaldruckverhältnisses im erweiterten Kennfeldbereich. Für die Bestimmung der Stabilitätsgrenze dieser Kennlinie fällt die relative Abweichung zwischen den Verdichterkonfigurationen auf 0,7% ab. Im Gegensatz zu Verdichter V3SC weist der Verdichter V3AS1 einen deutlichen Sprung im Totaldruckverhältnis aller Kennlinien im erweiterten Kennfeldbereich auf. Die relative Abweichung zwischen beiden Verdichtern ist bei der Bestimmung der Stabilitätsgrenze kleiner als 0,5%.

Zum Verständnis des erhöhten Fehlers bei der Bestimmung der Stabilitätsgrenze des Verdichters V3SC ist zusätzlich in Abbildung 5.7 der Dämpfungsgrad beider Verdichterkonfigurationen für 67% Nenndrehzahl abgebildet. Bei Drosselung des Verdichters V3SC in den Betriebspunkt ② reduziert sich der Dämpfungsgrad des Systems aufgrund der zunehmend positiven Kennliniensteigung. Da sich die Kennliniensteigung des Verdichters V3SC zwischen den Betriebspunkten ② und ① kaum verändert, ist die Systemdämpfung in diesem Kennfeldbereich zwar niedrig, nimmt jedoch keine negativen Werte an. Erst bei weiterer Drosselung des Verdichters V3SC erhöht sich die Kennliniensteigung, wodurch negative Systemdämpfungswerte berechnet werden. Die relative Abweichung in der Bestimmung der Stabilitätsgrenze des Verdichters V1SC kann demnach durch den stetigen, flachen Kennlinienverlauf begründet werden. Für Verdichter V3AS1 reduziert sich bei Drosselung des Verdichters von Betriebspunkt ④ nach ③ die Systemdämpfung stark. Durch weitere Androsselung des Verdichters V3AS1 steigt der Verlust des Totaldruckverhältnisses stark an, verbunden mit der Berechnung hoher negativer Systemdämpfungswerte. Aufgrund des sprunghaften Totaldruckverlustes ist demnach der Fehler in der Erfassung der Stabilitätsgrenze reduziert.

Anhand der Ergebnisse wird deutlich, dass zum einen das Stabilitätskriterium auf Ladeluftsysteme mit veränderter Verdichtergröße übertragbar ist. Zum anderen zeigt die Fehleranalyse der Modellierung, dass das Stabilitätskriterium auf Verdichter mit unterschiedlicher Verdichtercharakteristik angewendet werden kann. Der Fehler in der Bestimmung der Stabilitätsgrenze steigt bei Verdichtern mit stetigem Überrollverhalten gegenüber Verdichtern mit unstetigem Kennlinienverlauf an.

Systemstabilität und Verdichterkonfiguration

Mittels den Erkenntnissen aus der Modellierung der Stabilitätsgrenze können die fehlenden Informationen in Bezug auf das Stabilitätsverhalten aus Kapitel 4 nachträglich erweitert werden. Wie beschrieben kann aus aerodynamischer Sicht das Eintreten instabilen Verdichterbetriebes für Verdichter mit glatter Gehäusekonfiguration und ausgeprägtem Blockagegebiet im stabilitätskritischen Kennfeldbereich nicht schlüssig erklärt werden. Durch die Ausbildung der Blockagezone, verbunden mit dem charakteristischen Überrollverhalten, nimmt die Kennliniensteigung im stabilitätskritischen Kennfeldbereich positive Werte an. Aufgrund des rein systemischen Ansatzes zur Beschreibung der Stabilitätsgrenze ist es an dieser Stelle mit Hilfe des Stabilitätskriteriums möglich, die Instabilität des Ladeluftsystems glatter Gehäusestrukturen physikalisch zu erklären.

Im Gegensatz zur Konfiguration V3SC tritt für Verdichter V3AS1 ein hoher Gradient der Verdichterkennlinien im erweiterten Kennfeldbereich auf. Dieser Kennlinienverlauf ähnelt stark der durch *Rotating Stall* in Axialverdichtern hervorgerufenen Verdichtercharakteristik (Vergl. Day [19]). Anhand der Inzidenzbetrachtung der Verdichterkonfigurationen V1AS1 mit Gehäusestruktur kann auf eine veränderte Aerodynamik im stabilitätskritischen Kennfeldbereich im Vergleich zur Verdichterkonfiguration mit glattem Gehäuse geschlossen werden. Aufgrund der applizierten Gehäusestrukturen bildet sich eine homogenere Zuströmung zum Verdichter aus. Dadurch steigt die Schaufelbelastung im Vergleich zur glatten Gehäusekontur, verbunden mit einer erhöhten schaufelsaugseitigen Ablöseneigung, wodurch die für Axialverdichter typische Charakteristik der Verdichter V1AS1 und V3AS1 erklärt werden kann. Verbunden mit dem Eintritt eines *Rotating Stalls* ist die signifikante Absenkung des Totaldruckverhältnisses, was gleichzeitig zu einem instabilen Systemverhalten des Ladeluftsystems führt. Auch für Verdichter mit Gehäusestruktur ist somit der systemische Ansatz zur Beschreibung des *Onset of Surge* übertragbar.

5.5 Diskussion der Modellierung

Um eine Aussage über die Allgemeingültigkeit und Genauigkeit des Stabilitätskriteriums treffen zu können, werden nachfolgend die Ergebnisse der Validierungsstudien sowie die analytische Herleitung kritisch diskutiert.

Annahme pneumatisches Modell

Die Vereinfachung des Ladeluftsystems zu dem in Abbildung 5.1 dargestellten pneumatischen Ersatzsystem entspricht dem physikalischen Grundaufbau eines Helmholtzresonators. Dieser physikalische Ansatz wurde auch von Greitzer [30] aufgenommen. Einer der Unterschiede zwischen Greitzer's Herleitung eines Stabilitätskriteriums und der vorliegenden Betrachtung liegt in der Berücksichtigung von

Druckverlusten der Zuströmung. Um die Validität des Modells zu prüfen, wurden neben dem vorgestellten Ansatz weitere pneumatische Ersatzmodelle entwickelt und die Abweichungen zu den experimentellen Ergebnissen untersucht. Durch diese Modelle, die sich durch die Anzahl und Position der Verlustkomponenten und der Plenen unterscheiden, kann jedoch keine Verbesserung in der Vorhersagegenauigkeit der Stabilitätsgrenze erreicht werden. Trotz der positiven, experimentellen Validierungsstudien des Stabilitätskriteriums bleibt die Anwendbarkeit des pneumatischen Modells ohne weitere Sensitivitätsstudien auf Ladeluftsysteme mit moderaten Einlaufverlusten beschränkt.

Herleitung des Stabilitätskriteriums

Zur Herleitung des Dämpfungsgrades werden die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls verwendet. Einzelne Terme, welche die Änderung des Druckes nach dem Massenstrom beschreiben, können durch die linearisierten Drossel- und Verdichtercharakteristika beschrieben werden. Dadurch ist es zwar einerseits möglich, Drossel und Verdichter in das Gleichungssystem zu integrieren. Andererseits wird durch die Annahme der Linearität der Systemkomponenten die Gültigkeit des Stabilitätskriteriums begrenzt.

Bewertung des Systemmodells

Das Systemmodell basiert auf einer adiabaten, eindimensionalen Betrachtung des Ladeluftsystems. Wärmeströme entlang der Verrohrung oder durch die Turbine werden bei der Herleitung vernachlässigt. Dies führt zu Fehlern, da durch einen zusätzlichen Wärmeeintrag die Zustandsgrößen verändert werden. Dies betrifft unter anderem die Schallgeschwindigkeit a_3 des Mediums im verdichterdruckseitigen Plenum. Eine Möglichkeit zur Berechnung der Wärmeströme ist die Verwendung kommerzieller Software. Der Einfluss des Wärmeeintrages auf die Zustandsgrößen wird jedoch auf Basis der Validierungsmessungen als gering eingeschätzt. Daher wird auf die Berücksichtigung von Wärmeströmen im Systemmodell dieser Arbeit verzichtet. Eine weitere Annahme des Systemmodells für unterschiedliche Betriebspunkte ist, dass die Verdichtercharakteristik trotz sich ändernder Randbedingungen konstant bleibt. Randbedingungen, welche die Charakteristik des Verdichters beeinträchtigen, sind bereits vor der analytischen Berechnung der Stabilitätsgrenze zu berücksichtigen. Auf den Einfluss veränderlicher Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik wird in Kapitel 6 eingegangen.

Abschließend lässt sich festhalten, dass eine hohe Übereinstimmung experimenteller und analytischer Ergebnisse hinsichtlich der Stabilitätsgrenze vorliegt. Diese hohe Übereinstimmung beider Methodiken tritt hierbei bei allen durchgeführten Validierungsstudien auf. Die Sensitivität hinsichtlich der Verlustkomponenten im Einlauf sowie die Allgemeingültigkeit des Modells ohne die Verwendung empirischer

Korrekturfaktoren stellt im Vergleich zu bisher bekannten *Pumpgrenzmodellen* ein prägnantes Alleinstellungsmerkmal dar.

6 Pulsierende Verdichteraustrittsrandbedingungen

Anhand der bisherigen Untersuchungen wird dargestellt, wie sich passive Maßnahmen in der Gehäusekontur auf die Aerodynamik und damit das Kennfeld eines Verdichters auswirken. Der Einfluss sich verändernder Systemkomponenten auf die Systemstabilität, einschließlich der Verdichtercharakteristik, wird anschließend durch das analytische Stabilitätskriterium beschrieben. In Kapitel 2.5 wird deutlich, dass nicht nur die Systemkomponenten, sondern auch pulsierende Austrittsrandbedingungen des Verdichters die Systemstabilität beeinflussen. In den bisherigen experimentellen und numerischen Studien dieser Arbeit werden zeitlich konstante Austrittsrandbedingungen des Verdichters eingestellt. In der analytischen Herleitung des Stabilitätskriteriums bleibt der Einfluss pulsierender Randbedingungen ebenfalls unberücksichtigt. Um diese Lücke im Verständnis der Systemstabilität zu schließen, ist die Wechselwirkung zwischen instationären, pulsierenden Austrittsrandbedingungen und dem Stabilitätsverhalten von Ladeluftsystemen zu untersuchen.

Im Folgenden wird dazu im ersten Schritt der Einfluss pulsierender Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik experimentell erfasst und der Einfluss auf die Stabilitätsgrenze analytisch betrachtet. Im zweiten Schritt werden anhand der instationären Analyse der Messdaten Rückschlüsse auf die physikalischen Zusammenhänge zwischen der Anregung der Verdichterdruckseite und den Auswirkungen auf das Verdichterkennfeld gezogen.

6.1 Betrachtung des Verdichterkennfeldes unter pulsierenden Randbedingungen

Als Versuchsträger dient das bereits in Kapitel 5.4.3 untersuchte Verdichterrad V3 in den beiden Gehäusekonfigurationen V3SC und V3AS1. Zur Aufprägung pulsierender Austrittsrandbedingungen wird die Pulsationseinheit in Betrieb genommen (Abbildung 3.1). Um den Vergleich zwischen der unter stationären und instationären Randbedingungen gemessenen Kennfelder ziehen zu können, bleiben die verdichterdruckseitigen Volumen zwischen den Einzelmessungen unverändert. In den folgenden Untersuchungen zum globalen Kennfeldverhalten wird das Bypassventil $K_{2,i}$ geschlossen. Motorabgasseitig bleibt das Ventil $K_{2,s}$ voll geöffnet zur Gewährleistung einer näherungsweise verlustfreien Ausströmung der Abgasmassen-

stromes. Der Drosselgrad des Radialverdichters wird durch Drehzahlvorgabe des Verbrennungsmotors gesteuert. Die Erfassung der Stabilitätskriterien erfolgt nach den oben genannten Kriterien. Das Verfahren zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze erfolgt durch Reduktion der Motordrehzahl von $n_{Mot} = 2750 \frac{U}{min}$ um schrittweise $250 \frac{U}{min}$ bis zum Erreichen der vorgegebenen Grenzwerte zur Detektion instabilen Verdichterbetriebes. Zur Wahrung der Übersichtlichkeit der Ergebnisse wird im Folgenden das globale Kennfeldverhalten des glatten Gehäuses und anschließend die Kennfeldcharakteristik der Konfiguration mit axialen Nuten diskutiert.

6.1.1 Konfiguration mit *glattem Gehäuse*

In Abbildung 6.1 links sind die Kennfelder der Konfiguration V3SC für mehrere Systemkonfigurationen dargestellt. Zum einen sind die unter stationären, wie auch pulsierenden Randbedingungen gemessenen Kennfelder und Stabilitätsgrenzen dargestellt. Zum anderen sind die mittels verdichtersaugseitiger Drosselung vermessenen, erweiterten Verdichterkennfelder des Verdichters V3SC abgebildet. Die erweiterten Kennfelder werden zur Anwendung des analytischen Modells und damit zum Verständnis des Stabilitätsverhaltens benötigt. Die Verdichterkennfelder werden bis 91% Nenndrehzahl vermessen, da der maximale Verdichtermassenstrom durch das Schluckvolumen des Verbrennungsmotors begrenzt ist.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Stabilitätsgrenze des Verdichters V3SC unter pulsierenden Randbedingungen in Richtung größerer, reduzierter Massenströme verschoben ist. Die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze liegt für alle Drehzahl-
linien bei circa 16%. Ein Trendverlauf ist hierbei nicht erkennbar. In Bezug auf das Totaldruckverhältnis des Verdichters V3SC ist der Unterschied zwischen stationären und pulsierenden Randbedingungen im für beide Messungen stabilen Kennfeldbereich vernachlässigbar. Unter pulsierenden Randbedingungen ändert sich der Verlauf des Totaldruckaufbaus jedoch im stabilitätskritischen Kennfeldbereich signifikant. Das Totaldruckverhältnis bricht bereits bei höheren, reduzierten Massenströmen ein. Der Gradientenverlauf ändert sich dadurch bei Androsselung des Verdichters V3SC unter pulsierenden Randbedingungen über die Stabilitätsgrenze hinaus sprunghaft. Die Drehzahl-
linien des erweiterten Kennfeldes des stationär betriebenen Verdichters weisen hingegen einen näherungsweise stetigen Drehzahl-
linienverlauf auf.

In Abbildung 6.1 rechts ist zusätzlich das Verdichterkennfeld mit den instationären Betriebsschleifen der letzten stabilen Betriebspunkte unter pulsierenden Randbedingungen dargestellt. Instationäre Betriebsschleifen stellen das instationäre Betriebsverhalten des Verdichters dar. Hierbei wird das statisch zu totale Druckverhältnis über den reduzierten Massenstrom aufgetragen. Deutlich zu erkennen ist, dass sich die instationären Betriebsschleifen in den unter stationären Randbedingungen instabilen Kennfeldbereich erstrecken. Mit steigender Verdichter-

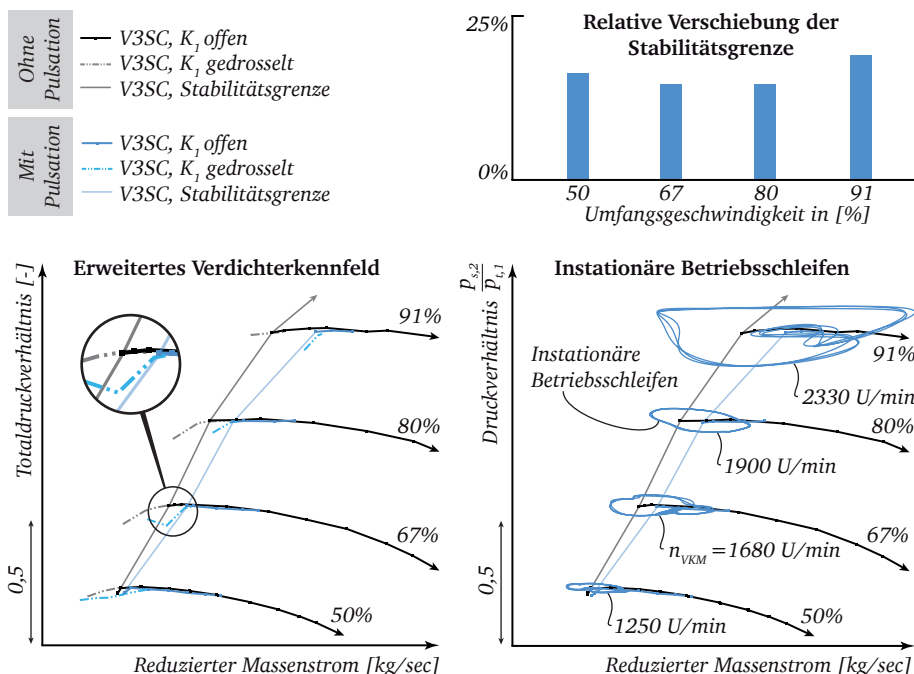


Abbildung 6.1: Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Konfiguration V3SC unter stationären und pulsierenden Randbedingungen

drehzahl nehmen die Amplituden der Massenstrom- und Druckschwankungen zu. Der Verdichter selbst arbeitet an der Stabilitätsgrenze dennoch stabil. Mit zunehmender Verdichterumfangsgeschwindigkeit steigt der Verdichtermassenstrom der Betriebspunkte an der Stabilitätsgrenze an, wodurch die Drosselung des Verdichters angepasst werden muss. Diese Anpassung erfolgt mittels der Änderung der Drehzahl des Verbrennungsmotors, weshalb diese mit zunehmender Verdichterumfangsgeschwindigkeit steigt.

Stabilitätsverhalten

Nach den Erkenntnissen der Modellierung der Systemstabilität ist eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze eines Radialverdichters nur durch eine Änderung der Systemparameter oder der Verdichtercharakteristik möglich. Zur Prüfung der Annahme der veränderten Kennliniencharakteristik als Ursache der verschobenen Stabilitätsgrenze wird das Stabilitätskriterium auf das stationär, wie auch unter pulsierenden

Randbedingungen vermessene, erweiterte Kennfeld angewandt. Das pneumatische System bleibt zwischen den Vergleichsmessungen ohne und mit pulsierenden Randbedingungen unverändert. Die Drosselcharakteristiken des Verbrennungsmotors und des Drosselventils weisen ein näherungsweise identisches Verhalten auf. Zur Berechnung der Stabilitätsgrenzen für beide Randbedingungen wird das jeweilige gemessene, erweiterte Kennfeld als Verdichtercharakteristik hinterlegt. Zur Berechnung der Stabilitätsgrenze unter stationären Randbedingungen dient das unter stationären Verdichteraustrittsrandbedingungen gemessene, erweiterte Kennfeld zur Beschreibung der Verdichtercharakteristik c. Im Gegensatz dazu dient das unter pulsierenden Randbedingungen experimentell erfasste, erweiterte Kennfeld als Eingangsgröße in das Stabilitätskriterium zur Berechnung der Stabilitätsgrenze unter pulsierenden Randbedingungen. In Abbildung 6.2 sind die analytisch berechneten den experimentell erfassten Stabilitätsgrenzen gegenübergestellt.

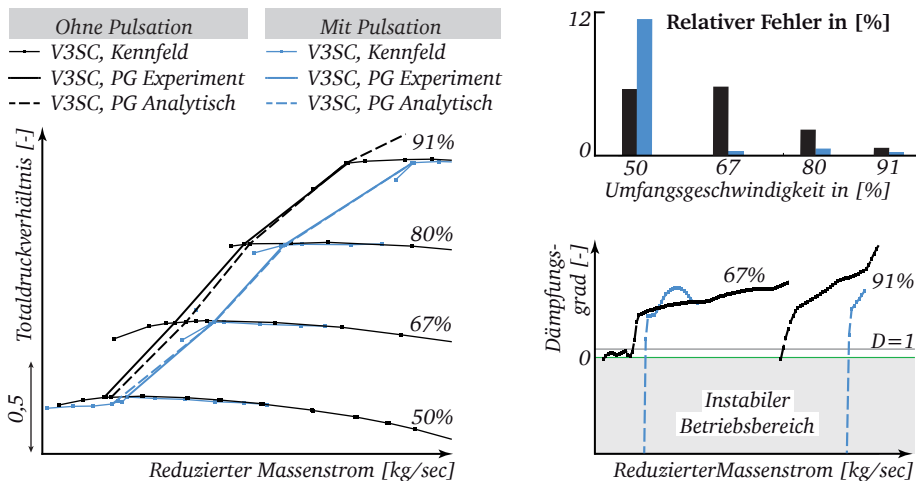


Abbildung 6.2: Vergleich der experimentell und analytisch erfassten Stabilitätsgrenzen des Verdichters V3SC

Die Stabilitätsgrenze des Verdichters V3SC unter pulsierenden Randbedingungen wird durch das analytische Stabilitätskriterium mit einer maximalen relativen Abweichung von 11,7% zur experimentell ermittelten Stabilitätsgrenze bestimmt. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit sind die relativen Massenstromfehler zur experimentell erfassten Stabilitätsgrenze zu vernachlässigen.

Der Grund für die hohe Vorhersagegenauigkeit des analytisch berechneten, stabilen Kennfeldbereiches unter pulsierenden Randbedingungen liegt im Verlauf des

Dämpfungsgrades D . Durch den unstetigen Verlauf der Drehzahllinie im stabilitätskritischen Bereich nimmt der Druckgradient der Verdichtercharakteristik hohe negative Werte an. Geringe Abweichungen im Massenstrom führen in diesem Kennfeldbereich zu starken Auswirkungen auf den Dämpfungsgrad, weshalb die Sensitivität und damit die Vorhersagegenauigkeit steigt.

Anhand der Stabilitätsbetrachtung wird deutlich, dass das Stabilitätskriterium auch unter pulsierenden Randbedingungen eine hohe Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen liefert. Entscheidend hierbei ist, dass das unter pulsierenden Randbedingungen vermessene, erweiterte Kennfeld als Eingangsgröße zur Berechnung der Stabilitätsgrenze dient. Aus diesen beiden Ergebnissen lassen sich zwei wichtige Erkenntnisse ableiten. Zum einen kann der rein systemische Ansatz zur Beschreibung des Stabilitätsverhaltens des Radialverdichters weiter untermauert werden. Zum anderen wird die Aerodynamik des Verdichters durch pulsierende Randbedingungen signifikant beeinflusst, wodurch sich die Verdichtercharakteristik ändert. Diese wiederum beeinflusst das Stabilitätsverhalten des Systems. Im Folgenden sind diese Erkenntnisse durch Untersuchung der Konfiguration mit Gehäusestruktur zu erweitern.

6.1.2 Konfiguration mit *Gehäusestruktur*

In Abbildung 6.3 links sind die Kennfelder des Verdichters V3AS1 für unterschiedliche Systemkonfigurationen dargestellt. Die experimentell erfassten Kennfelder werden für die Systemkonfigurationen mit und ohne pulsierenden Randbedingungen durch Drosselung des Einlaufventils K_1 erweitert.

Wie auch für Verdichter V3SC verschiebt sich die Stabilitätsgrenze des Verdichters V3AS1 unter pulsierenden Randbedingungen in Richtung größerer, reduzierter Massenströme. Im Vergleich beider Verdichterkonfigurationen fällt jedoch die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze für Verdichter V3AS1 deutlich höher aus. Bei 80% der Nenndrehzahl des Verdichters V3AS1 beträgt die relative Änderung des reduzierten Massenstromes des letzten stabilen Betriebspunktes 40,4% gegenüber der Vergleichsmessung unter stationären Randbedingungen. Für den Verlauf des Totaldruckverhältnisses zeigt sich für Verdichter V3AS1 das ähnliche Verhalten wie für Verdichter V3SC. Im, unter stationären Randbedingungen, stabilen Kennfeldbereich fällt das Totaldruckverhältnis unter pulsierenden Randbedingungen bereits bei höheren, reduzierten Massenströmen signifikant ab. Verbunden hiermit ist eine abrupte Änderung der Kennliniensteigung in diesem Kennfeldbereich.

Bei Betrachtung der instationären Betriebsschleifen wird die Ähnlichkeit im zeitlichen Verlauf der schwankenden Betriebspunkte zwischen beiden Verdichterkonfigurationen deutlich. Während eines Ventilhubes wird der Verdichter kurzzeitig im, unter stationären Randbedingungen, instabilen Kennfeldbereich betrieben. Den-

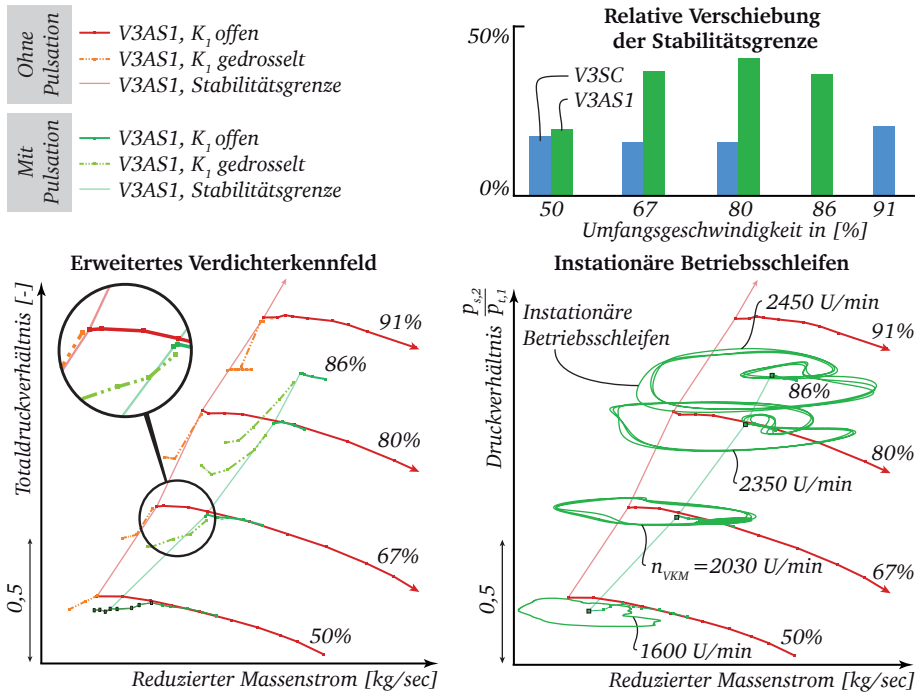


Abbildung 6.3: Vergleich der Kennfeldeigenschaften der Konfiguration V3AS1 unter stationären und pulsierenden Randbedingungen

noch bleiben die globalen Kennfeldgrößen und damit der Betriebspunkt stabil. Die Amplituden der Druck- und Massenstromschwankungen der instationären Betriebsschleifen steigen mit zunehmender Verdichterumfangsgeschwindigkeit an. Da die relative Verschiebung der Stabilitätsgrenze für Verdichter V3AS1 stärker ausfällt als für V3SC, sind die Motordrehzahlen der letzten stabilen Betriebspunkte im Vergleich leicht erhöht.

Stabilitätsverhalten

Sowohl für Verdichter V3SC als auch für Verdichter V3AS1 werden die analytischen berechneten mit den experimentell erfassten Stabilitätsgrenzen unter stationären wie auch pulsierenden Austrittsrandbedingungen verglichen. In Abbildung 6.4 links sind hierzu die globalen, erweiterten Kennfelddaten und die Ergebnisse des analytischen Modells dargestellt.

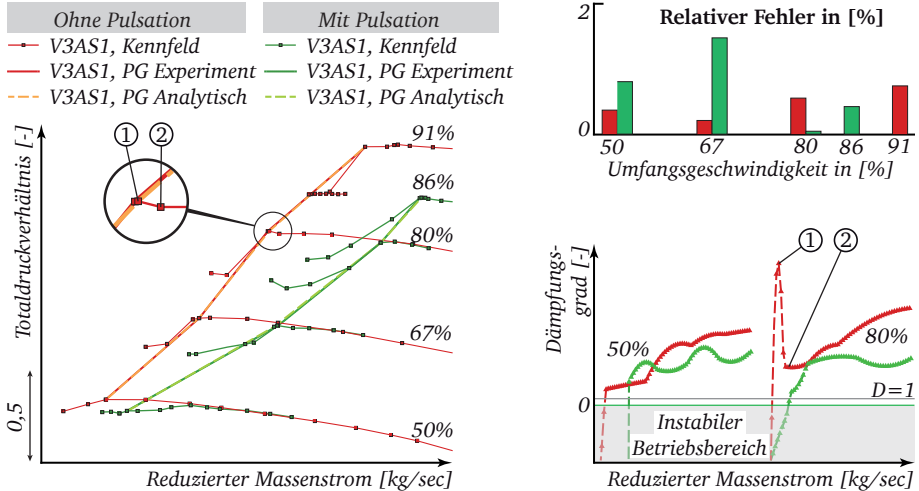


Abbildung 6.4: Vergleich der experimentell und analytisch erfassten Stabilitätsgrenzen des Verdichters V3AS1

Unter stationären wie auch pulsierenden Randbedingungen weisen die analytischen und experimentellen Stabilitätsgrenzen eine hohe Übereinstimmung auf. Der maximale, relative Fehler in der Bestimmung der Stabilitätsgrenze unter pulsierenden Randbedingungen beträgt für Verdichter V3AS1 1,4%. Der geringe analytische Fehler kann, wie auch für Verdichter V3SC, anhand des unstetigen Kennlinienverlaufes erklärt werden. Durch den hohen Totaldruckverlust im instabilen Kennfeldbereich ändert sich der Gradient der Verdichtercharakteristik sprunghaft, wodurch die Systemdämpfung stark beeinflusst wird.

In Abbildung 6.4 rechts sind zur Bestätigung dieses Zusammenhangs der Verlauf des Dämpfungsgrades bei Drosselung des Verdichters V3AS1 dargestellt. Unabhängig der Verdichteraustrittsrandbedingung zeigt der Verlauf der Dämpfungskurven für 50% und 80% der Nenndrehzahl einen signifikanten Verlust der Systemdämpfung an der Stabilitätsgrenze. In diesem Bereich ist der Wert der Systemdämpfung sehr sensitiv gegenüber Änderungen des Verdichtermassenstromes. Bei Betrachtung des Dämpfungsgrades zeigt der Verlauf der unter stationären Randbedingungen gemessenen Kennlinie für 80% der Nenndrehzahl im stabilitätskritischen Bereich einen unstetigen Verlauf. Bei Drosselung des Verdichters von Betriebspunkt ② nach ① steigt der Dämpfungsgrad erheblich an. Dies liegt an der erhöhten negativen Kennliniensteigung zwischen beiden Betriebspunkten. Bei weiterer Androsselung

des Verdichters fällt hingegen das Totaldruckverhältnis stark ab, wodurch negative Systemdämpfungswerte berechnet werden.

Zusammenfassend können anhand der Ergebnisse mehrere grundlegende Erkenntnisse gewonnen werden. In der Analyse pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen wird deutlich, dass der Einfluss auf das Verdichter kennfeld für beide untersuchten Verdichterkonfigurationen ähnlich ist. Für Verdichter V3SC wie auch Verdichter V3AS1 bricht das Totaldruckverhältnis bereits bei höheren reduzierten Massenströmen ein. Aufgrund des veränderten Kennlinienverlaufes unter pulsierenden Austrittsrandbedingungen ändert sich die Verdichtercharakteristik. Mittels dieser veränderten Verdichtercharakteristik kann die experimentell erfasste Stabilitätsgrenze durch das analytische Modell mit hoher Genauigkeit modelliert werden. Die Gültigkeit des Modells und damit der systemische Ansatz zur Beschreibung der Stabilität des Ladeluftsystems können somit auch unter pulsierenden Randbedingungen für unterschiedliche Verdichterkonfigurationen nachgewiesen werden.

6.2 Analyse des Einflusses pulsierender Randbedingungen auf die Stabilitätsgrenze

Zwar zeigt das analytische Modell eine hohe Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen, wodurch der systemische Ansatz zur Beschreibung der Systemstabilität auch unter pulsierenden Randbedingungen bestätigt wird. Dennoch kann dadurch nicht der physikalische Wirkmechanismus beschrieben werden, der eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze aufgrund pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen verursacht. Die pulsierende Anregung durch die Verbrennungskraftmaschine kann mittels zwei charakteristischen Eigenschaften beschrieben werden: Der Anregungsfrequenz und den aufgeprägten Druck- und Massenstromamplituden. Im Folgenden werden deshalb zwei Untersuchungen vorgestellt. Zum einen wird das Antwortverhalten des Ladeluftsystems im Bereich der Stabilitätsgrenze näher betrachtet. Dabei wird der Einfluss der Anregungsfrequenz durch die Verbrennungskraftmaschine auf die Systemantwort analysiert. Zum anderen wird ein Ansatz vorgestellt, der das Absinken des Totaldruckverhältnisses auf einen aerodynamischen Verlustmechanismus zurückführt. Dieser Verlustmechanismus wird durch die Schwankungsamplitude der Anregung ausgelöst. Als Verdichterkonfiguration wird hierzu der Verdichter V3AS1 ausgewählt, da diese Konfiguration eine höhere Sensitivität der Stabilitätsgrenze durch die Aufprägung pulsierender Randbedingungen besitzt.

6.2.1 Untersuchung des Antwortspektrums des Systems

Zur Analyse des Einflusses der Anregungsfrequenz wird im Folgenden das Antwortspektrum bei Drosselung des Verdichters V3AS1 entlang der Kennlinie bei 80% Nenndrehzahl über die Stabilitätsgrenze hinaus betrachtet. Zur Bestimmung der Betriebspunkte im instabilen Kennfeldbereich werden die Messwerte der stationären Messtechnik über eine Aufnahmedauer von 30 Sekunden zeitlich gemittelt. Die verdichtersaugseitige Drossel K_1 bleibt in diesen Versuchen komplett geöffnet.

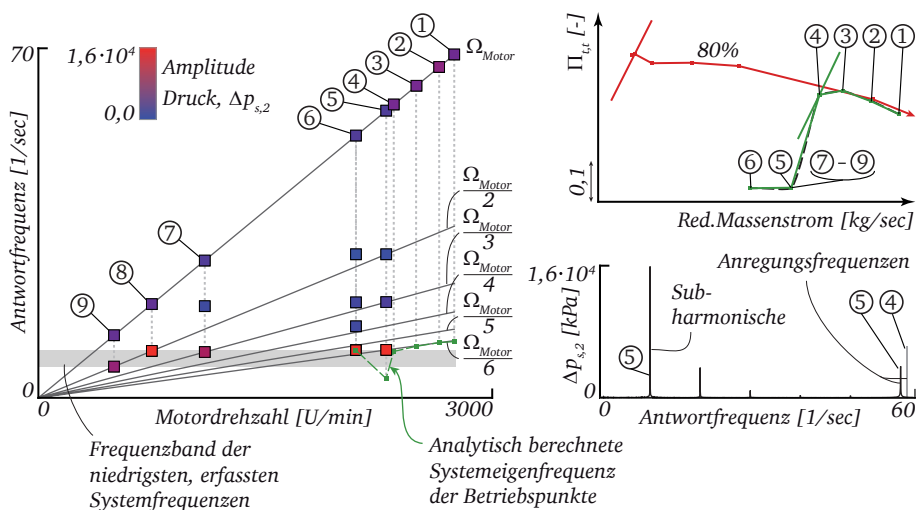


Abbildung 6.5: Campbell-Diagramm der Betriebslinie für 80% der Nenndrehzahl der Verdichterkonfiguration V3AS1

In Abbildung 6.5 sind die Ergebnisse der Untersuchungen der Kennlinie bei 80% Nenndrehzahl visualisiert. Zur Darstellung der Systemantwort werden die Antwortfrequenzen als Funktion der Erregerfrequenzen in einem Campbell-Diagramm aufgetragen. Die Systemantwort (Antwortfrequenz und -amplitude) wird anhand des Verdichteraustrittsdruckes $p_{s,2}$ analysiert. Die mit Ω bezeichnete Gerade des Campbell-Diagramms stellt die Anregung des Systems durch die einfache Erregerfrequenz des Verbrennungsmotors dar. Zusätzlich sind die subharmonischen Frequenzen dieser Erregerfrequenz eingezeichnet. Da das System eine betriebspunktabhängige Übertragungsfunktion besitzt, sind die analytisch berechneten Systemeigenfrequenzen jedes Betriebspunktes visualisiert.

In Abbildung 6.5 oben rechts sind die experimentell erfassten Betriebspunkte ① bis ⑨ dargestellt. Für die Betriebspunkte ① bis ⑥ wird das Bypassventil $K_{2,i}$ geschlossen. Die Drosselung erfolgt ausschließlich durch Drehzahlvorgabe des Verbrennungsmotors. In den Betriebspunkten ⑦ bis ⑨ werden die Motordrehzahlen fest eingestellt und der reduzierte Massenstrom des Betriebspunktes ⑤ mittels des Bypassventils $K_{2,s}$ angefahren. Hierbei wird für den ersten, instabilen Betriebspunkt das Systemverhalten für mehrere Anregungsfrequenzen untersucht.

Für die Betriebspunkte ① bis ④ wird im Campbell-Diagramm deutlich, dass das System in der angeregten Frequenz antwortet. Darüber hinaus werden Harmonische der Anregungsfrequenz mit geringer Amplitude angeregt, die für den vorliegenden Fall jedoch nicht näher betrachtet werden. Die analytisch berechnete Eigenfrequenz des Systems entspricht für diese Betriebspunkte dem sechstel der Anregungsfrequenz. Die Tatsache, dass die Systemeigenfrequenz und ein ganzzahliger Teiler der Anregungsfrequenz näherungsweise identisch sind, entspringt keinem kausalen Zusammenhang. Im Frequenzspektrum der Betriebspunkte ① bis ④ wird deutlich, dass keine weiteren, tieferen Frequenzen als die Anregungsfrequenz auftreten.

Durch weitere Reduktion der Motordrehzahl von Betriebspunkt ④ zu ⑤ sinkt das Totaldruckverhältnis sprunghaft ab und die Schwankungsgrößen des statischen Austrittsdruckes nehmen zu. In diesem Punkt werden die Grenzwerte zur Detektion instabiler Verdichterbetriebe deutlich überschritten. Dennoch wird für den Verdichter ein Betriebspunkt eingestellt und vermessen. Die Maximalamplitude des statischen Austrittsdruckes tritt an Betriebspunkt ⑤ für eine Systemfrequenz ein, welche exakt einem sechstel der Anregungsfrequenz entspricht. Zusätzlich zu dieser Grundfrequenz werden deren erste und zweite Harmonische angeregt. Dies ist im Frequenzspektrum ebenfalls deutlich zu erkennen. Die analytisch bestimmte Systemeigenfrequenz entspricht nicht der Grundfrequenz des Systems in diesem Betriebspunkt, was auf die Interpolation der Verdichtercharakteristik zurückzuführen ist. Unabhängig von der Wahl des Interpolationsverfahrens zur Beschreibung der Verdichtercharakteristik c kann die Kennliniensteigung in Betriebspunkt ⑤ aufgrund des unstetigen Kurvenverlaufes nur näherungsweise ermittelt werden.

Durch weitere Reduktion der Motordrehzahl wird der Verdichter bis zum Betriebspunkt ⑥ angedrosselt. Die Maximalamplitude der Grundschiwingung entspricht näherungsweise der des Betriebspunktes ⑤. Die Systemfrequenz ändert sich ebenfalls geringfügig, entspricht jedoch nicht mehr der Subharmonischen der Erregerfrequenz. Es treten zusätzlich die erste und zweite Harmonische der Grundschiwingung auf. Die in diesem Betriebspunkt anhand der experimentell ermittelten Drehzahllinie berechnete Eigenfrequenz fällt mit der gemessenen Grundfrequenz des Systems zusammen.

Um zu prüfen, ob das System nur für den oben dargestellten Betriebspunkt ⑤ mit der Subharmonischen der Anregungsfrequenz antwortet, wird der Einfluss weiterer

Anregungsfrequenzen untersucht (Betriebspunkte ⑦ bis ⑨). Wie bereits beschrieben, wird hierfür die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine fest eingestellt. Die Drosselung des Verdichters erfolgt über das Bypassventil $K_{2,i}$.

Für alle drei Betriebspunkte treten beim Übergang in den instabilen Kennfeldbereich ebenfalls ganzzahlige Teiler der Motorfrequenz auf. Es wird deutlich, dass die sich einstellende subharmonische Frequenz der Erregerkraft näherungsweise der Grundfrequenz des Betriebspunktes ⑤ entspricht. Das bedeutet, dass die Frequenz der sich einstellenden Grundschiwingung unabhängig der Anregung ist. Das Totaldruckverhältnis bricht für die betrachteten Frequenzen beim Übergang in den instabilen Betriebsbereich ebenfalls abrupt ein. Ähnliche Ergebnisse treten bei allen weiteren Verdichter-drehzahlen auf. Als Beispiel hierfür ist das Campbell-Diagramm für 67% Nenndrehzahl in Anhang B dargestellt.

Eine häufige Annahme bei der Betrachtung des Einflusses pulsierender Randbedingungen ist die, dass das Ladeluftsystem durch akustische Effekte innerhalb der verdichterdruckseitigen Verrohrung instabil wird. Die Eigenfrequenz des verdichterdruckseitigen Rohres liegt in der untersuchten Prüfstandskonfiguration bei 68,5 Hz, welche im Antwortspektrum des Systems nicht enthalten ist. Ein Einfluss akustischer Effekte der Verdichterdruckseite auf den sprunghaften Kennlinienverlauf unter pulsierenden Randbedingungen kann somit für den vorliegenden Versuchsaufbau ausgeschlossen werden.

Anhand der Messergebnisse wird deutlich, dass im stabilen Kennfeldbereich die Eigenfrequenz des Systems einem ganzzahligen Teiler, einer Subharmonischen, der Anregungsfrequenz entspricht, welche jedoch nicht angeregt wird. Erst im Übergang des Betriebspunktes in den instabilen Kennfeldbereich tritt diese Subharmonische der Anregungsfrequenz deutlich im Antwortspektrum auf. Darüber hinaus wird diese Grundfrequenz unabhängig der Anregungsfrequenz angeregt. Auf Basis dieser Erkenntnisse wird deutlich, dass kein direkter physikalischer Zusammenhang zwischen der Frequenz der Anregung und dem Verlust an Totaldruckverhältnis unter pulsierenden Randbedingungen besteht.

6.2.2 Einfluss der Anregung auf die Verdichteraerodynamik

Um den Einfluss der Amplitude der Anregung auf die Stabilitätsgrenze zu untersuchen, wird im Folgenden ein Ansatz zur Beschreibung der veränderten Verdichteraerodynamik unter pulsierenden Austrittsrandbedingungen vorgestellt. Als Verdichter dient hierzu die Konfiguration V3AS1. Die Inzidenzverteilung dieser Verdichterkonfiguration weist anhand der numerischen Analysen im stabilitätskritischen Bereich auf eine hohe Schaufelbelastung hin. Wie bereits beschrieben, zeigt nicht nur die Inzidenzverteilung, sondern auch der Kennlinienverlauf im stabilen als auch instabilen Kennfeldbereich ein der Kennfeldcharakteristik von Axialverdichtern

ähnliches Verhalten. Der Grund für den starken Verlust des Totaldruckverhältnisses im instabilen Kennfeldbereich liegt bei Axialverdichtern in der Entstehung eines *Stall* Ereignisses. In den Untersuchungen von Greitzer [31] bewirkt die Ausbildung eines *Rotating Stalls* einen deutlichen Druckverlust des Verdichters. Der *Onset of Stall* jedoch kann, wie in Kapitel 2 beschrieben, durch zwei aerodynamische Störungsformen ausgelöst werden. Hierbei wird nach der Art der Umfangsverteilung der Störung in *Modal*- und *Spike-type Stall* unterschieden. Eine durch Vo [53] beschriebene Eigenschaft dieser *Onset of Stall - Events* liegt in der Zeitskala von deren Entstehung bis zum Einsetzen eines *Rotating Stalls*. Hierbei gibt Vo die Zeitdauer von der experimentellen Erfassung einer modalen Störung bis zur Ausbildung einer ausgeprägten *Stall-Zelle* in zehn Rotorumdrehungen an. *Spike-type stall inception* wird als ein Phänomen beschrieben, welches innerhalb von circa drei Rotorumdrehungen zu einer ausgeprägten, zweidimensionalen Ablösung des Verdichters führt.

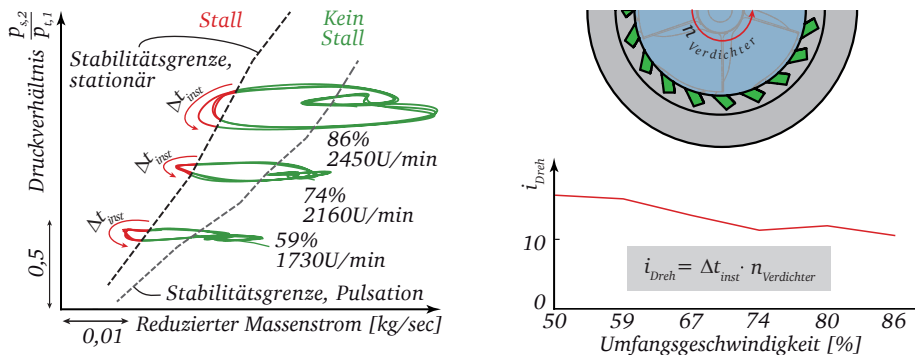


Abbildung 6.6: Betrachtung der Verweildauer der instationären Betriebsschleifen für Verdichter V3AS1

Um einen Hinweis auf den aerodynamischen Effekt zu erhalten, der zu dem beschriebenen Totaldruckverlust unter pulsierenden Randbedingungen des Verdichters V3AS1 führt, werden im Folgenden die instationären Betriebsschleifen im instabilen Kennfeldbereich näher betrachtet. Es gilt hierbei die Annahme, dass das *Stall*-Ereignis der durch Greitzer beschriebenen aerodynamischen und zeitlichen Charakteristik entspricht. Das bedeutet, dass der Verdichter an der Schaufelvorderkante des Rotors ablöst und sich ein *Rotating Stall* durch eine modale oder umfangsdiskrete, umlaufende Ablösestruktur ankündigt. Darüber hinaus beginnt der *Onset of Stall* unmittelbar mit dem Übertritt des instationären Betriebspunktes in den instabilen Kennfeldbereich.

Abbildung 6.6 stellt die instationären Betriebsschleifen der letzten stabilen Betriebspunkte von drei Betriebslinien des Verdichters V3AS1 dar. Zur Erfassung der Verweildauer Δt_{inst} , welche sich der Verdichter im instabilen Kennfeldbereich befindet, wird die Stabilitätsgrenze zwischen den letzten, stabilen Betriebspunkten der unter stationären Bedingungen vermessenen Kennlinien linear interpoliert. Innerhalb der Periodendauer eines Ensemble-gemittelten Einlassventilzyklus wird die Verweildauer der schwankenden Betriebspunkte im instabilen Kennfeldbereich erfasst. Mittels der Verdichterdrehzahl und der Verweildauer Δt_{inst} im instabilen Kennfeldbereich kann die Anzahl der Rotorumdrehungen i_{Dreh} in diesem Bereich berechnet werden (Abbildung 6.6 rechts). Es zeigt sich hierbei, dass die Größenordnung der gemessenen Anzahl an Rotorumdrehungen im letzten stabilen Punkt mit der nach Vo und Greitzer [53] beschriebenen Anzahl modaler *Stall*-Strukturen, die einem *Rotating Stall* vorausgehen, näherungsweise übereinstimmt. In Richtung größerer Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors nimmt die Anzahl der Rotorumdrehungen im instabilen Kennfeldbereich des letzten stabilen Betriebspunktes ab.

Anhand der experimentellen, instationären Daten kann der Rückschluss gezogen werden, dass sich an der Stabilitätsgrenze unter pulsierenden Randbedingungen eine modale Ablösestruktur des Verdichters ausbilden könnte. Ausgeprägte, umlaufende Ablösestrukturen stellen ein signifikantes, aerodynamisches Verlustbild dar. Die Verluste führen zu einem Einbruch des Totaldruckverhältnisses bereits bei höheren, reduzierten Massenströmen des Verdichters V3AS1. Aufgrund dessen nimmt der Kennlinienverlauf bei Eintreten dieser Störungen einen unstetigen Verlauf an, wodurch sich die Verdichtercharakteristik der Konfiguration V3AS1 unter pulsierenden Randbedingungen erklären lässt.

6.3 Untersuchung der Dämpfungseigenschaften des Systems

Der Dämpfungsgrad des analytischen Modells stellt in den experimentellen Pulsationsversuchen eine adäquate Methodik zur theoretischen Bestimmung der Stabilitätsgrenze dar. Die Anwendung des Stabilitätskriteriums beschränkt sich in der obigen Diskussion auf die Bewertung der Systemstabilität unter stationären wie auch pulsierenden Randbedingungen. Durch den Wert des Dämpfungsgrades können jedoch theoretisch nicht nur die Stabilität, sondern auch das Antwortverhalten des Systems unter pulsierenden Randbedingungen beschrieben werden. Im Folgenden wird hierzu der Zusammenhang zwischen der analytisch berechneten Systemdämpfung und dem Antwortverhalten des Ladeluftsystems unter pulsierenden Randbedingungen dargestellt. Diese Studie dient somit der Erweiterung und Vertiefung des Verständnisses des Einflusses pulsierender Randbedingungen auf das Systemverhalten.

Ein wesentlicher Aspekt der Modellierung der Stabilitätsgrenze ist, dass jedem Betriebspunkt ein eigenes Übertragungsverhalten zugewiesen wird. Die jedem Betriebspunkt eigene systemische Übertragungsfunktion wird durch die Größen Eigenfrequenz und Dämpfung charakterisiert. Abhängig vom Wert der Dämpfung wird der Amplitudenverlauf der Übertragungsfunktion des Systems verändert. Für den Fall $D > 0$ werden die Amplituden der Strömungsgrößen bei pulsierender Anregung reduziert, da dem System dissipativ Energie entzogen wird (vgl. Markert [43]). Zum Verständnis des instationären Verhaltens des Verdichters und zur weiteren Validierung des analytischen Modells ist demnach der Einfluss der analytisch berechneten Dämpfung auf die Amplituden der instationären Betriebsschleifen zu untersuchen. Als Versuchsträger wird im Folgenden der Verdichter V3AS1 ausgewählt. Alle Messungen erfolgen mit geschlossenem Bypassventil $K_{2,i}$. Der Drosselgrad des Verdichters wird durch Variation der Drehzahl des Verbrennungsmotors geändert.

Zur Charakterisierung der instationären Betriebsschleifen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich hat sich der Massenstromkoeffizient \dot{m}_{puls} bewährt. Dieser beschreibt das Verhältnis der Breite der instationären Betriebsschleifen bezüglich des minimalen, reduzierten Massenstromes zum gemittelten Massenstrom des schwankenden Betriebspunktes. Insbesondere bei flachen Kennlinienverläufen weist dieser Kennwert Vorteile gegenüber den Druckkoeffizienten oder einer Kombination beider strömungsphysikalischer Kenngrößen auf. Mit Hilfe des Massenstromkoeffizienten wird im Folgenden die Dynamik und damit das Übertragungsverhalten des Ladeluftsystems diskutiert. Hierbei beschreibt $\dot{m}_{IBS,min}$ den minimalen auftretenden und $\dot{m}_{IBS,Mittel}$ den gemittelten Massenstrom der instationären Betriebsschleife.

$$\dot{m}_{Puls} = \frac{\dot{m}_{IBS,min} - \dot{m}_{IBS,Mittel}}{\dot{m}_{IBS,Mittel}} \quad (6.1)$$

In Abbildung 6.7 sind die instationären Eigenschaften der 74% und 86% Drehzahllinien der Verdichterkonfiguration V3AS1 dargestellt. Hierbei sind in den oberen Graphen die Werte der Dämpfungsgrade den Massenstromkoeffizienten der betrachteten Betriebspunkte gegenübergestellt. In den unteren Graphen sind die instationären Betriebsschleifen im Verdichterkennfeld visualisiert.

Der Verlauf des Totaldruckaufbaus für 74% Nenndrehzahl zeigt bei Androsselung von Betriebspunkt ③ in den Betriebspunkt ② einen flachen Kennlinienverlauf auf. Bei Erhöhung des Drosselgrades nimmt der Gradient des Kennlinienverlaufes bis zum Erreichen des letzten stabilen Betriebspunktes ① zu. Der Vergleich zwischen Verdichtercharakteristik und Systemdämpfung zeigt, dass der Wert der berechneten Systemdämpfung bis zum Betriebspunkt ② mit zunehmender Drosselung fällt. Durch den charakteristischen Verlauf der Drehzahllinie zwischen den Betriebspunkten ① und ② steigt die Dämpfung in diesem Bereich stark an. Der

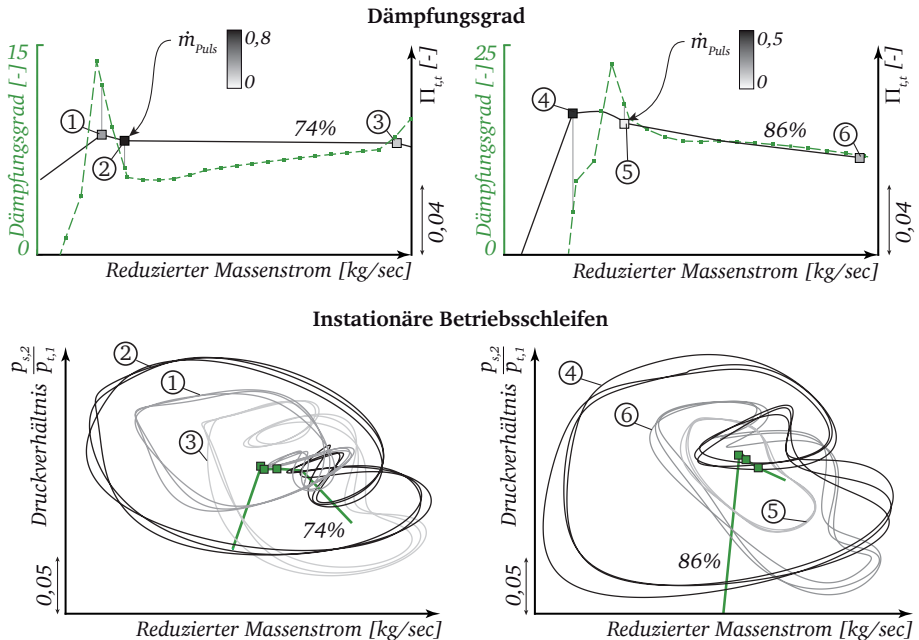


Abbildung 6.7: Darstellung des Zusammenhangs zwischen Dämpfungsgrad und pulsierender Anregung der Verdichterkonfiguration V3AS1

Massenstromkoeffizient der Betriebspunkte ① bis ③ zeigt die entsprechend des Dämpfungsgradverlaufes erwarteten Ausprägungen der Betriebsschleifen. Mit sinkender Systemdämpfung steigen die Massenstromschwankungen an, was mit den theoretischen Überlegungen zum Übertragungsverhalten des Systems konsistent ist. Die instationären Betriebsschleifen der drei Betriebspunkte stellen anschaulich die mittels Kennzahlen diskutierte instationäre Ergebnisse dar. Mit zunehmender Drosselung nimmt die Schwankungsbreite der instationären Betriebsschleifen nach Betriebspunkt ② zu. Der letzte stabile Betriebspunkt weist hingegen eine Reduktion der Druck- wie auch Massenstromamplituden auf.

Bei Vergleich der Verdichterkennlinien für 74% und 86% Nenndrehzahl zeigt sich ein ähnlicher Verlauf des Totaldruckverhältnisses. Der Unterschied in der Betrachtung beider Kennlinien liegt in der Position des letzten stabilen Betriebspunktes. Bei 74% Drehzahl entspricht dieser dem Punkt maximalen Totaldruckaufbaus. Der letzte Betriebspunkt ④ für 86% Nenndrehzahl hingegen liegt im Bereich positiver Kennliniensteigung, was in Abbildung 6.7 oben dargestellt ist. Der Massenstrom-

koeffizient zeigt für die Betriebspunkte ④ bis ⑥ bei 86% Nenndrehzahl ebenfalls den bereits diskutierten Zusammenhang zum Wert der Systemdämpfung. Betriebspunkt ④ liegt, wie bereits erwähnt, an der Stabilitätsgrenze im Bereich positiver Kennliniensteigung. Damit verbunden ist eine, gegenüber Betriebspunkt ⑤, ansteigende Amplitude der Massenstromschwankungen. Diese Abhängigkeit wird bei Betrachtung der instationären Betriebsschleifen besonders deutlich. Mit zunehmender Drosselung von Betriebspunkt ⑤ nach ④ nehmen aufgrund des niedrigen Dämpfungsgrades die Druck- und Massenstromschwankungen zu. Die Grenzwerte zur Detektion instabilen Verdichterbetriebes werden an diesem Betriebspunkt jedoch nicht erreicht.

Zusammenfassend kann aus den Ergebnissen die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die systemische Modellierung nicht nur zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze ein adäquates Mittel darstellt. Es besteht darüber hinaus ein direkter Zusammenhang zwischen der Systemdämpfung und der Schwankungsamplitude der instationären Betriebsschleifen. Durch diese Ergebnisse wird die Validität des systemischen Ansatzes zur Beschreibung der Betriebspunktstabilität auf das instationäre Verhalten unter pulsierenden Randbedingungen weiter gestützt.

7 Aerodynamische und systemische Kennfeldanalyse

Wie bereits eingangs formuliert, liegt das übergeordnete Ziel dieser Arbeit darin, die Wirkzusammenhänge der Einflussfaktoren des Verdichterkernefeldes zu verstehen, um dadurch ein Gesamtsystemverständnis zu entwickeln. Als Einflussfaktoren des Kernfeldes werden die Verdichterkomponenten, die Randbedingungen des Verdichters und das Ladeluftsystem identifiziert und untersucht. In Abbildung 7.1 sind diese anschaulich in Beziehung zueinander gesetzt.

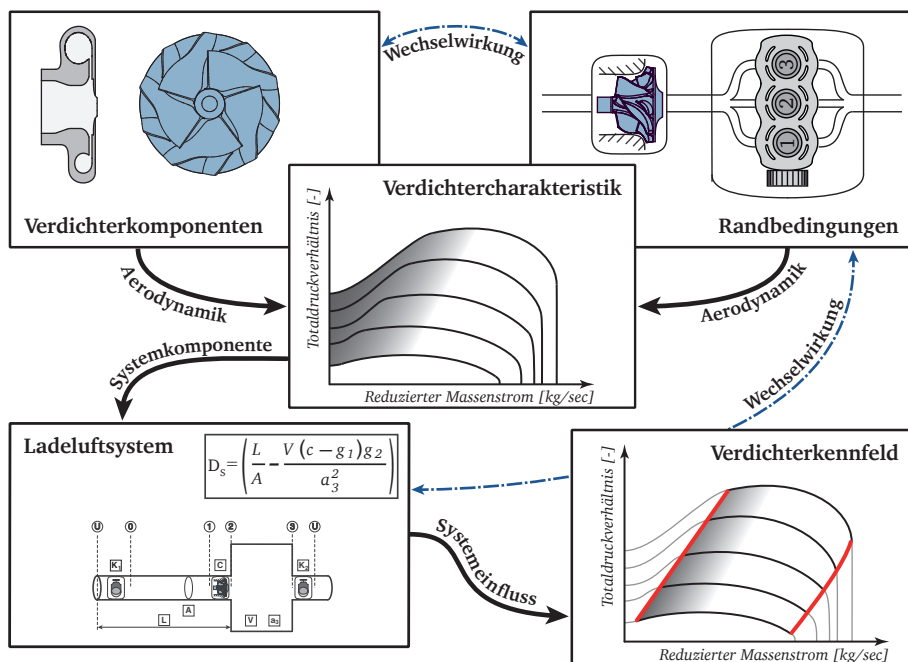


Abbildung 7.1: Zusammenhang der aerodynamischen und systemischen Einflussfaktoren des Verdichterkernefeldes

Einflussfaktoren

Zentraler Bestandteil der Kennfeldbetrachtung ist hierbei die Verdichtercharakteristik. Wie bereits beschrieben, ist diese für den Massenstrombereich von $0 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$ bis zur tatsächlichen Sperrgrenze definiert. Der Drehzahllinienverlauf wird durch die Verdichterkomponenten Laufrad, Diffusor und Volute beeinflusst, da diese Komponenten die Verdichteraerodynamik massgeblich vorgeben. Durch weitere aerodynamische Konzepte wie beispielsweise die in dieser Arbeit untersuchten Gehäusestrukturen kann diese Charakteristik verändert werden. Eine Veränderung der Verdichtercharakteristik lässt sich hierbei wiederum auf eine veränderte Verdichteraerodynamik zurückführen.

Wie anhand den Versuchen zu pulsierenden Verdichterrandbedingungen gezeigt werden kann, beeinflussen diese die Verdichtercharakteristik ebenfalls. Durch Aufprägung pulsierender Randbedingungen am Austritt des Verdichters weicht der Verlauf der Kennlinien von den unter stationären Austrittsrandbedingungen vermessenen Drehzahllinien signifikant ab. Hierbei zeigt sich, dass das Totaldruckverhältnis aufgrund der pulsierenden Randbedingungen bereits bei höheren, reduzierten Massenströmen einbricht. Mittels der Analyse der instationären Betriebsschleifen wird der Totaldruckverlust auf instationäre Verlustmechanismen und somit auf die Aerodynamik des Verdichters zurückgeführt.

Ist die durch die Verdichterkomponenten und Randbedingungen vorgegebene Verdichtercharakteristik bekannt, kann diese in die Stabilitätsbetrachtung des Ladeluftsystems als Systemkomponente integriert werden. Die Anwendung des Stabilitätskriteriums erfolgt unter der Annahme, dass alle aerodynamischen Einflüsse der weiteren Systemkomponenten auf die Verdichtercharakteristik erfasst und in dieser berücksichtigt sind. Mittels der analytischen, systemischen Betrachtung des Ladeluftsystems können die Betriebsgrenzen der Verdichtercharakteristik bestimmt werden. Die Stabilitätsgrenze wird anhand des Stabilitätskriteriums berechnet. Die Durchsatzgrenze wird auf Basis der verdichterdruckseitigen, statischen Druckverluste bestimmt (siehe Kapitel 2.1). Anhand der Verdichtercharakteristik und mittels den systemischen Informationen in Bezug auf die Systemgrenzen kann daraus das Verdichterkennfeld abgeleitet werden.

Die wesentliche Eigenschaft der in Abbildung 7.1 dargestellten Übersicht ist die explizit getrennte Betrachtung der Verdichteraerodynamik und der Stabilität des Ladeluftsystems zur Bestimmung des Verdichterkennfeldes. Aus dieser Betrachtungsweise heraus können die Einflussfaktoren in Beziehung zueinander gesetzt werden, wodurch ein Gesamtsystemverständnis ermöglicht wird.

Wechselwirkungen

Dieser einfache Zusammenhang aerodynamischer und systemischer Einflussfaktoren auf das Verdichterkennfeld wird durch die gegenseitige Wechselwirkung

der Faktoren komplexer. Im Folgenden werden hierzu zwei wechselseitige Effekte vorgestellt. Zum einen ist der Einfluss pulsierender Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik von den Verdichterkomponenten abhängig. Für beide Verdichterkonfigurationen V3SC mit glattem Gehäuse und V3AS1 mit Gehäusestruktur knickt der Kennlinienverlauf unter pulsierenden Randbedingungen bereits bei höheren reduzierten Massenströmen ab. Der Abstand zu der unter stationären Randbedingungen vermessenen Stabilitätsgrenze ist unterschiedlich stark ausgeprägt. Als möglichen Grund hierfür kann die veränderte Verdichtercharakteristik im instabilen Kennfeldbereich des Verdichters V3AS1 identifiziert werden, welche die Ausbildung instationärer Verlustmechanismen begünstigt.

Eine weitere Wechselwirkung ist die des Ladeluftsystems auf die Verdichteraustrittsrandbedingungen. Als Beispiel dient die Validierung des analytischen Modells unter pulsierenden Randbedingungen. Bei der Herleitung des Stabilitätskriteriums wird die Annahme getroffen, dass die Verdichtercharakteristik den Einfluss der auftretenden Verdichterrandbedingungen berücksichtigt. Die zuvor unter pulsierenden Bedingungen vermessene Verdichtercharakteristik wird hierzu in das Modell integriert. Ändert sich das Volumen des verdichterdruckseitigen Plenums, so wird dies die Druck- und Massenstromamplituden unter pulsierenden Randbedingungen beeinflussen. Die dadurch veränderte Verdichteraustrittsrandbedingung ist in der Verdichtercharakteristik zu berücksichtigen. Andernfalls ist eine korrekte Vorhersage der Stabilitätsgrenze durch das Stabilitätskriterium nicht möglich.

Bewertung

Die Stärke des Gesamtsystemverständnisses liegt insbesondere in der Einordnung bisheriger Forschungsergebnisse und der Definition zukünftiger Forschungs- und Entwicklungsziele. Zur Verdeutlichung der Tragweite dieses Gesamtsystemverständnisses werden nachfolgend potentielle zukünftige Forschungsfelder dargestellt.

Die bisherigen wissenschaftlichen Erkenntnisse in Bezug auf den Einfluss pulsierender Randbedingungen auf die Stabilität des Verdichters sind nicht konsistent (vgl. Kapitel 2.5). Die Übertragbarkeit der Erkenntnisse, insbesondere der Korrelationen von Anregungsfrequenz und Amplitude auf die Stabilitätsgrenze, ist aufgrund der Prüfstandsaufbauten nicht gewährleistet. Die Zielsetzung zukünftiger Untersuchungen zum Einfluss pulsierender Randbedingungen sollte demnach die explizite Betrachtung der Wechselwirkung zwischen pulsierenden Randbedingungen und der Verdichteraerodynamik sein. Experimentelle Versuchsaufbauten sind hierzu so zu gestalten, dass systemische Einflüsse des Ladeluftsystems auf die Ergebnisse vermieden werden.

Eine weitere, wichtige Fragestellung bisheriger Forschungstätigkeiten war, inwiefern sich Eintrittsrandbedingungen des Verdichters wie beispielsweise Turbulenz, Homogenität und Reynolds-Zahl der Zuströmung auf die Stabilitätsgrenze auswirken

(Serrano [49], Galindo [26], Kerres [40]). Zur Variation dieser Größen wurden in den Untersuchungen verschiedene pneumatische Komponenten verdichtersaugseitig montiert. Dadurch wurde jedoch nicht nur die Randbedingung am Rotoreintritt, sondern auch die verdichtersaugseitige Drosselcharakteristik verändert. Dieser Umstand wird jedoch lediglich durch Kerres [40] in der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt. Dementsprechend eröffnet sich auch hier ein neues Forschungsfeld. Hierzu ist der Einfluss verdichtersaugseitiger Randbedingungen explizit auf die Verdichtercharakteristik zu untersuchen. Die Bewertung des Einflusses unterschiedlicher verdichtersaugseitiger Randbedingungen auf die Stabilitätsgrenze sollte dann ebenfalls unter Berücksichtigung des Ladeluftsystems und der veränderten Verdichtercharakteristik erfolgen.

Das Ziel zukünftiger Forschungstätigkeiten liegt in der Bereitstellung einer Datenbasis, anhand derer die Auslegung der Verdichterkomponenten unter Berücksichtigung der Randbedingungen und des Ladeluftsystems erfolgen kann. Das vorliegende Gesamtsystemverständnis liefert die theoretische Grundlage der hierzu notwendigen Untersuchungen.

8 Zusammenfassung

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Betrachtung von aerodynamischen wie auch systemischen Faktoren, welche das Verdichterkennfeld beeinflussen. Hierzu werden die Erkenntnisse der experimentellen, numerischen und analytischen Ergebnisse zusammengefasst. Abschließend folgt ein Ausblick auf zukünftige Forschungsvorhaben zur Ergänzung des aktuellen Kenntnisstandes.

8.1 Fazit

In der Einleitung der vorliegenden Arbeit werden die Anforderungen an zukünftige Antriebstechnologien umrissen. Für FCEV-betriebene wie auch durch konventionelle, mit alternativen Kraftstoffen betriebene Downsizing Konzepte der Verbrennungskraftmaschine liegt der Entwicklungsfokus des Verdichters auf hohen Totaldruckverhältnissen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich und der Verschiebung der Stabilitätsgrenze in Richtung geringerer, reduzierter Massenströme. In dieser Arbeit wird anhand der Untersuchungen zu Gehäusestrukturen aufgezeigt, wie die Aerodynamik konventioneller Verdichtergeometrien zu beeinflussen ist, um das Ziel eines erhöhten Totaldruckaufbaus zu erreichen. Die aerodynamischen Effekte lassen sich anhand der folgenden Punkte zusammenfassen:

- Durch den *Bleed und Blow*-Mechanismus der Gehäusestrukturen wird die Blockage stromab der Rotoreintrittsebene gedrängt. Dadurch wird eine Umlenkung der Hauptströmung auf niedrigere Schaufelschnitte vermieden, verbunden mit einer Erhöhung des Arbeitseintrages im Vergleich zur Konfiguration mit glattem Gehäuse.
- Der Einfluss der Axialnutkonfiguration kann durch den von der Nut in- und ejektierten Massenstrom beschrieben werden. Mittels der Variation des unter dem Öffnungsquerschnittes der Gehäusestrukturen rotierenden Druckfeldes wird der innerhalb der Kavität rezirkulierte Massenstrom und damit die Interaktion mit der Blockagezone beeinflusst.
- Durch die veränderte Zuströmung der Verdichterkonfiguration mit Gehäusestruktur steigt die Schaufelbelastung aufgrund erhöhter Inzidenz an. Aufgrund der erhöhten Umlenkung der Strömung nimmt der Arbeitseintrag im stabilitätskritischen Bereich im Vergleich zur Verdichterkonfiguration mit glattem Gehäuse zu.

Anhand der experimentellen Untersuchungen zum Einfluss pulsierender Randbedingungen wird deutlich, dass nicht nur die Verdichterkomponenten Einfluss auf die Verdichtercharakteristik ausüben. Im Folgenden sind die wesentlichen Erkenntnisse des Einflusses pulsierender Randbedingungen auf das Verdichterverhalten dargestellt:

- Durch Aufprägung pulsierender Verdichteraustrittsrandbedingungen verschiebt sich die Stabilitätsgrenze der untersuchten Verdichterkonfigurationen in Richtung größerer, reduzierter Massenströme.
- Unter pulsierenden Randbedingungen ändert sich die Verdichtercharakteristik der untersuchten Verdichterkonfigurationen. Hierbei fällt das Totaldruckverhältnis bereits bei größeren, reduzierten Massenströmen signifikant ab.
- Der Einfluss pulsierender Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik ist abhängig von der Verdichterkonfiguration.

Durch die Erkenntnisse des analytischen Ansatzes zur Beschreibung der Stabilitätsgrenze werden die Ergebnisse von Emmons und Greitzer bestätigt: Die Stabilitätsgrenze ist eine rein systemische Größe. Die Erweiterung des theoretischen Ansatzes erfolgt durch Berücksichtigung aller Systemkomponenten, insbesondere der verdichtersaugseitigen Drosselcharakteristiken. Ein wesentlicher Unterschied zu den theoretischen Betrachtungen von Greitzer ist die Herleitung eines allgemeingültigen Stabilitätskriteriums ohne empirische Korrekturfaktoren. Mittels der Herleitung des allgemeinen Stabilitätskriteriums und dessen anschließender Validierung werden folgende, neue Kenntnisse gewonnen:

- Verlust- bzw. Drosselkomponenten, welche verdichtersaugseitig verbaut sind, haben eine stabilisierende Kennfeldwirkung.
- Der Einfluss der Einlaufdrosselverluste auf die Stabilitätsgrenze ist abhängig von den weiteren im System verbauten Komponenten.
- Jedem Betriebspunkt kann gemäß der theoretischen Systembetrachtung eine spezifische Vergrößerungsfunktion zugewiesen werden. Die frequenzabhängige Systemantwort, die Eigenfrequenz und die Dämpfung des Systems sind betriebspunktabhängig.

Zusammenfassend werden die Einflussfaktoren auf das Verdichterkennfeld in Beziehung zueinander gebracht. Hierbei erfolgt eine explizite Trennung der aerodynamischen Effekte und der systemischen Größen auf das Verdichterkennfeld. Es kann anhand der vorliegenden numerischen, experimentellen und analytischen

Ergebnisse die Schlussfolgerung gezogen werden, dass durch die Verdichterkomponenten und die Verdichterrandbedingungen die Aerodynamik des Verdichters und damit dessen Verdichtercharakteristik beeinflusst wird. Die Ermittlung der Stabilitätsgrenze erfolgt ausschließlich über eine systemische Betrachtung des Ladeluftsystems mit allen Systemkomponenten und geometrischen Parametern. Eine korrekte Bestimmung der Stabilitätsgrenze kann nur dann erfolgen, wenn die Einflüsse der Randbedingungen auf die Verdichtercharakteristik zuvor berücksichtigt wurden. Das Verdichterkennfeld selbst ist somit durch die Verdichterkomponenten, die Randbedingungen und das Ladeluftsystem definiert. Die Erarbeitung dieses Gesamtsystemverständnisses stellt ein wesentliches Ergebnis der vorliegenden Arbeit dar. Auf Basis der Einflussfaktoren und deren Wechselwirkungen können Anforderungen an Radialverdichter zukünftiger Antriebstechnologien gezielt abgeleitet werden.

8.2 Ausblick

In den Untersuchungen zu den Gehäusestrukturierungen kann gezeigt werden, dass sich die Inzidenzverteilung der Hauptschaufelvorderkante signifikant durch den Einsatz der Axialnuten ändert. Wie in Kapitel 6 erläutert, deuten die experimentellen Ergebnisse darauf hin, dass durch den Einsatz der Axialnutkonfigurationen im stabilitätskritischen Kennfeldbereich instationäre Verlustmechanismen auftreten. Die messtechnische Erfassung dieser instationären Mechanismen sollte das Ziel zukünftiger Forschungsvorhaben sein, um das Stabilitätsverhalten der Verdichter unter veränderten Randbedingungen präziser bewerten zu können.

In Bezug auf das Stabilitätskriterium werden in der vorliegenden Arbeit zur Validierung die verdichtereintrittsseitige Drosselkomponente und das Volumen des druckseitigen Plenums variiert. Zur abschließenden Validierung sind noch die Einflüsse der geometrischen Größen der Eintrittslänge L und der Querschnittsfläche A experimentell zu erfassen. Darüber hinaus ist der Einfluss der Schallgeschwindigkeit a_3 im verdichterdruckseitigen Plenum zu untersuchen. In den experimentellen Studien dieser Arbeit kann zwar nachgewiesen werden, dass die Abstraktion des Ladeluftsystems nach dem in Abbildung 5.1 dargestellten Ersatzsystems gültig ist. Dennoch ist dies auf weitere, veränderte Ladeluftsysteme nachzuweisen.

Insbesondere im Hinblick auf Downsizing-Konzepte konventioneller Verbrennungskraftmaschinen tritt der Einfluss pulsierender Randbedingungen zunehmend in den Fokus der Verdichterbeforschung. Hierbei ist zukünftig der aerodynamische Einfluss der Druck- und Massenstromamplituden auf die Verdichteraerodynamik zu untersuchen. Vorteile könnten hierbei Verdichterkonzepte aufzeigen, die eine Ausbildung instationärer Verlustmechanismen im instabilen Kennfeldbereich verzögern.

An dieser Stelle sei auf den Einsatz sogenannter *Ported Shroud* Gehäusestrukturen verwiesen.

Das vermutlich größte Potential liegt in der Gesamtsystembetrachtung der aerodynamischen Effekte und systemischen Einflussfaktoren auf das Verdichter kennfeld. Hier ist insbesondere die Übertragbarkeit von numerischen und experimentellen Forschungsvorhaben auf reale Anwendungsfälle zu nennen. Durch das Verständnis der Einflussfaktoren auf das Verdichter kennfeld und deren gegenseitige Wechselwirkungen ist es möglich, das Stabilitätsverhalten eines beispielsweise numerisch simulierten Verdichter kennfeldes an einem realen Ladeluftsystem vorherzusagen. Um dieses Ziel zu erreichen, ist der Einfluss der Verdichterkomponenten und Randbedingungen auf die Verdichteraerodynamik sowie der Einfluss des Ladeluftsystems auf die Systemstabilität weiter zu verstehen und formal zu beschreiben.

Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS, I.: ANSYS Meshing User's Guide. (2013), Nr. 15
- [2] ARNOLD, O. ; WANITSCHKE, A. ; GRÜGER, F.: Debatte und Aufruf - Rolle von Wasserstoff - und batterieelektrischer Mobilität. In: *ATZe Elektronik* 12 (2017), Nr. 05, S. 16–21
- [3] AUNGIER, R. H.: Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors. In: *Journal of Turbomachinery* 117 (1995), Nr. 3, S. 360. – ISSN 0889504X
- [4] BAINES, N. ; WYGANT, K. D. ; DRIS, A.: The Analysis of Heat Transfer in Automotive Turbochargers, S. 115–126
- [5] BARRERA-MEDRANO, M. E.: *The Effect of Exit Pressure Pulsation on the Performance and Stability Limit of a Turbocharger Centrifugal Compressor*. London, Imperial College London, Dissertation, 2017
- [6] BARRERA-MEDRANO, M. E. ; IMPERIAL COLLEGE LONDON (Hrsg.): *Effect of the Exit Pressure Pulsation on the Performance and Stability Limit of a Turbocharger Centrifugal Compressor*. 2017. – URL <http://www.eng.ox.ac.uk/engines/uniceg-presentations/barrera-medrano>. – Zugriffsdatum: 22.08.2018
- [7] BARRERA-MEDRANO, M. E. ; NEWTON, P. ; MARTINEZ-BOTAS, R. ; RAJOO, S. ; TOMITA, I. ; IBARAKI, S.: Effect of Exit Pressure Pulsation on the Performance and Stability Limit of a Turbocharger Centrifugal Compressor. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 139 (2017), Nr. 5, S. 052601. – ISSN 0742-4795
- [8] BENSON, R. S. ; WHITFIELD, A.: An Experimental Investigation of the Non-Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 180 (2016), Nr. 1, S. 641–672. – ISSN 0020-3483
- [9] BLUNIER, B. ; MIRAOU, A.: Proton Exchange Membrane Fuel Cell Air Management in Automotive Applications. In: *Journal of Fuel Cell Science and Technology* 7 (2010), Nr. 4, S. 041007. – ISSN 1550624X

-
- [10] BRANDSTETTER, C.: *Aerodynamische Stabilisierung transsonischer Axialverdichter - Eine experimentelle Untersuchung der Blattspitzenströmung unter dem Einfluss von Gehäusestrukturierungen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2016
- [11] BRIGNOLE, G. A. ; DANNER, F. C. T. ; KAU, H.-P.: Time Resolved Simulation and Experimental Validation of the Flow in Axial Slot Casing Treatments for Transonic Axial Compressors. In: *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*, June 9–13, 2008, S. 363–374
- [12] BUBECK, S. ; TOMASCHEK, J. ; FAHL, U.: Perspectives of electric mobility: Total cost of ownership of electric vehicles in Germany. In: *Transport Policy* 50 (2016), S. 63–77. – ISSN 0967070X
- [13] CELIK, I. ; KARATEKIN, O.: Numerical Experiments on Application of Richardson Extrapolation With Nonuniform Grids. In: *Journal of Fluids Engineering* 119 (1997), Nr. 3, S. 584. – ISSN 00982202
- [14] CHRISTOU, G. A. ; TAN, C. S. ; SIRAKOV, B. T. ; LEI, V.-M. ; ALESCIO, G.: Characterizing Flow Effects of Ported Shroud Casing Treatment on Centrifugal Compressor Performance. In: *Journal of Turbomachinery* 139 (2017), Nr. 8, S. 081005. – ISSN 0889-504X
- [15] CREMER, L.: *Vorlesungen über Technische Akustik*. 2. durchgesehene Auflage. Berlin and Heidelberg : Springer, 1971 (Hochschultext). – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-10825-3>. – ISBN 978-3-662-10825-3
- [16] CUMPSTY, N. A.: *Compressor aerodynamics*. Reprint edition 2004 w/new preface, introduction and updated bibliography. Malabar, Florida : Krieger Publishing Company, 2004. – ISBN 1-57524-247-8
- [17] DANNER, F. C. T. (Hrsg.) ; KAU, H.-P. (Hrsg.) ; MÜLLER, M. M. (Hrsg.) ; BRIGNOLE, G. A. (Hrsg.): *Experimental and Numerical Analysis of Axial Skewed Slot Casing Treatments for a Transonic Compressor Stage*. June 8–12, 2009. – 227–238 S
- [18] DAY: Axial Compressor Performance during Surge. In: *Journal of Propulsion and Power* (1994), Nr. 10
- [19] DAY, I. J.: Stall, Surge, and 75 Years of Research. In: *Journal of Turbomachinery* 138 (2016), Nr. 1, S. 011001. – ISSN 0889-504X
- [20] DENTON, J. D.: The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines. In: *Journal of Turbomachinery* 115 (1993), Nr. 4, S. 621. – ISSN 0889504X

-
- [21] EMMONS, H. W. ; PERSON, C. E. ; GRANT, H. P.: Compressor Surge and Stall Propagation. In: *Trans. ASME* (1955), Nr. 79, S. 455–469
- [22] FINK, D. A. ; CUMPSTY, N. A. ; GREITZER, E. M.: Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System. In: *Journal of Turbomachinery* 114 (1992), Nr. 2, S. 321. – ISSN 0889504X
- [23] FLAGS, G. P.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Dordrecht : Springer, 2012 (ATZ / MTZ-Fachbuch). – URL <http://gbv.ebib.com/patron/FullRecord.aspx?p=885662>. – ISBN 978-3-8348-1987-1
- [24] GALINDO, J. ; CLIMENT, H. ; GUARDIOLA, C. ; TISEIRA, A.: On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009), Nr. 8, S. 1163–1171. – ISSN 08941777
- [25] GALINDO, J. ; NAVARRO, R. ; GARCÍA-CUEVAS, L. M. ; TARÍ, D. ; TARTOUSSI, H. ; GUILAIN, S.: A zonal approach for estimating pressure ratio at compressor extreme off-design conditions. In: *International Journal of Engine Research* (2018), S. 146808741875489. – ISSN 1468-0874
- [26] GALINDO, J. ; TISEIRA, A. ; NAVARRO, R. ; TARÍ, D. ; MEANO, C. M.: Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor. In: *Applied Thermal Engineering* 110 (2017), S. 875–882. – ISSN 13594311
- [27] GALVAS, M. R.: FORTRAN program for predicting off-design performance of centrifugal compressors. In: *NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH* (1974), Nr. Paper No. NASA-TN-D-7487
- [28] GANCEDO, M. ; GUTMARK, E. ; GUILLOU, E.: PIV measurements of the flow at the inlet of a turbocharger centrifugal compressor with recirculation casing treatment near the inducer. In: *Experiments in Fluids* 57 (2016), Nr. 2, S. 36. – ISSN 0723-4864
- [29] GRAVDAHL, J. T.: Modeling of Surge in Free-Spool Centrifugal Compressors: Experimental Validation. In: *Journal of Propulsion and Power* (2004), Nr. 20
- [30] GREITZER, E. M.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part I: Theoretical Compression System Model. In: *Journal of Engineering for Power* 98 (1976), Nr. 2, S. 190. – ISSN 00220825

-
- [31] GREITZER, E. M.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part II: Experimental Results and Comparison With Theory. In: *Journal of Engineering for Power* 98 (1976), Nr. 2, S. 199. – ISSN 00220825
- [32] GREITZER, E. M. ; NIKKANEN, J. P. ; HADDAD, D. E. ; MAZZAWY, R. S. ; JOSLYN, H. D.: A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment. In: *Journal of Fluids Engineering* 101 (1979), Nr. 2, S. 237. – ISSN 00982202
- [33] GUILLOU, E. ; GANCEDO, M. ; GUTMARK, E. ; MOHAMED, A.: PIV investigation of the flow induced by a passive surge control method in a radial compressor. In: *Experiments in Fluids* 53 (2012), Nr. 3, S. 619–635. – ISSN 0723-4864
- [34] HARLEY, P. ; SPENCE, S. ; FILSINGER, D. ; DIETRICH, M. ; EARLY, J.: Meanline Modeling of Inlet Recirculation in Automotive Turbocharger Centrifugal Compressors. In: *Journal of turbomachinery* 137 (2015), Nr. 1, S. 011007. – ISSN 0889-504X
- [35] HEMBERA, M. ; KAU, H.-P. ; JOHANN, E.: Simulation of Casing Treatments of a Transonic Compressor Stage. In: *International Journal of Rotating Machinery* 2008 (2008), Nr. 1, S. 1–10. – ISSN 1023-621X
- [36] HILGERS, M.: *Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. – ISBN 978-3-658-14642-9
- [37] HOYER, K. G. ; HOLDEN, E.: Alternative fuels and sustainable mobility: Is the future road paved by biofuels, electricity or hydrogen? In: *International Journal of Alternative Propulsion* 1 (2007), Nr. 4, S. 352. – ISSN 1471-0234
- [38] JAPIKSE, D.: *Centrifugal compressor design and performance*. Wilder, Vt : Concepts ETI Inc, 1996. – ISBN 0933283032
- [39] JUNGOWSKI, W. M.: Pressure Oscillations Occurring in a Centrifugal Compressor System With and Without Passive and Active Surge Control. In: *Journal of Turbomachinery* 118 (1996), Nr. 1, S. 29. – ISSN 0889504X
- [40] KERRES, B. ; CRONHJORT, A. ; MIHAESCU, M.: Experimental investigation of upstream installation effects on the turbocharger compressor map. In: *The 12th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, UK, 17-18 May, 2016*, 2016. – ISBN 978-0-9572374-7-6
- [41] LEUFVÉN, O. ; ERIKSSON, L.: Measurement analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios. In: *International Journal of Engine Research* 17 (2014), Nr. 2, S. 153–168. – ISSN 1468-0874

-
- [42] MARELLI, S. ; CAPOBIANCO, M. ; ZAMBONI, G.: Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for automotive application. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 45 (2014), S. 158–165. – ISSN 0142727X
- [43] MARKERT, R.: *Strukturdynamik für Maschinenbauer*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Vorlesungsskript, 2010
- [44] MCKENZIE, A. B.: The Centrifugal Compressor Stage. T. B. Ferguson. Butterworths, London. 1963. 152 pp. Diagrams. 35s. In: *Journal of the Royal Aeronautical Society* 68 (1964), Nr. 638, S. 140. – ISSN 0368-3931
- [45] MENTER, F. R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. In: *AIAA Journal* 32 (1994), Nr. 8, S. 1598–1605. – ISSN 0001-1452
- [46] MÜLLER, M. W.: *Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2011
- [47] NAKHJIRI, M.: *Physikalische Modelle und Skalierungsmethoden zur effizienteren Applikation von Turboladern*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2014
- [48] PUCHER, H. ; ZINNER, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN 978-3-642-28989-7
- [49] SERRANO, J. R. ; MARGOT, X. ; TISEIRA, A. ; GARCÍA-CUEVAS, L. M.: Optimization of the inlet air line of an automotive turbocharger. In: *International Journal of Engine Research* 14 (2012), Nr. 1, S. 92–104. – ISSN 1468-0874
- [50] STAN, C.: *Alternative Antriebe für Automobile: Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-27521-5>. – ISBN 978-3-540-24192-8
- [51] THE ENGINEERING SOCIETY FOR ADVANCING MOBILITY LAND SEA AIR AND SPACE: *TURBOCHARGER GAS STAND TEST CODE*. 1995-03-01
- [52] VENTURI, M. ; SANG, J. ; KNOOP, A. ; HORNBERG, G.: Air Supply System for Automotive Fuel Cell Application. In: *SAE 2012 World Congress & Exhibition*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012 (SAE Technical Paper Series)

-
- [53] VO, H. D. ; TAN, C. S. ; GREITZER, E. M.: Criteria for Spike Initiated Rotating Stall. In: *Journal of Turbomachinery* 130 (2008), Nr. 1, S. 011023. – ISSN 0889504X
- [54] WANG, H.-L. ; XI, G. ; LI, J.-Y. ; YUAN, M.-J.: Effect of the tip clearance variation on the performance of a centrifugal compressor with considering impeller deformation. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 225 (2011), Nr. 8, S. 1143–1155. – ISSN 0957-6509

A Prüfstands Aufbau

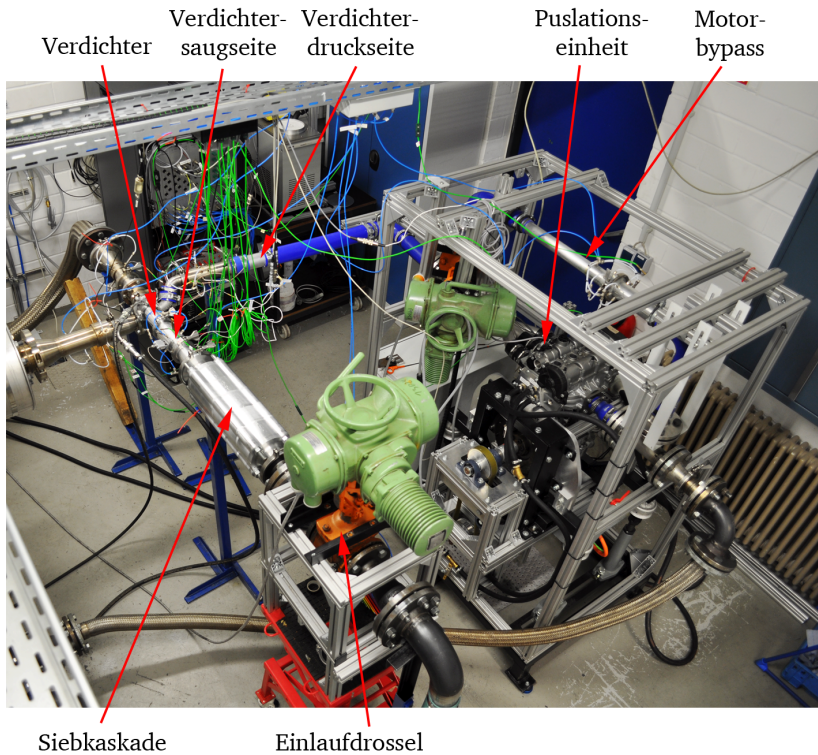


Abbildung A.1: Messtechnischer Aufbau mit Pulsationseinheit

B Campbell-Diagramm für 67% der Nenndrehzahl

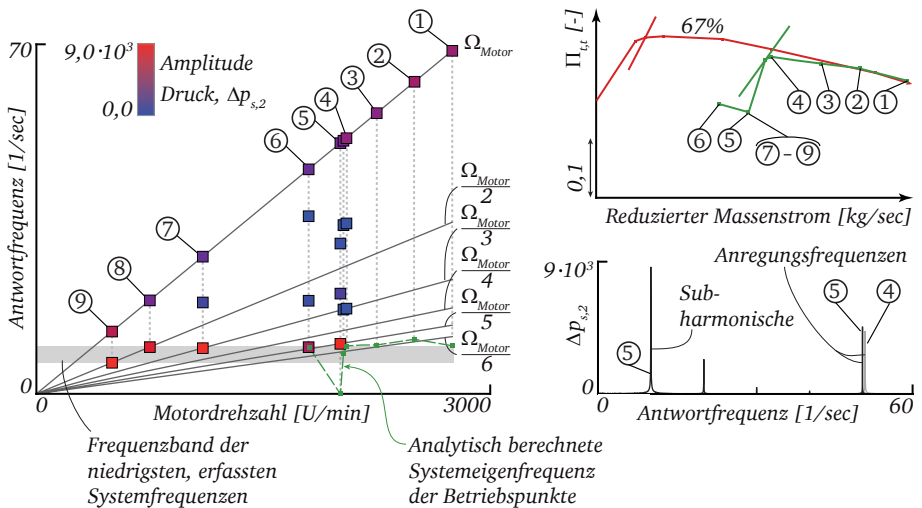


Abbildung B.1: Campbell-Diagramm der Betriebslinie für 67% der Nenndrehzahl der Verdichterkonfiguration V3AS1